



TITLE:

歯付ベルトの回転伝達特性に関する研究(Dissertation_全文)

AUTHOR(S):

籠谷, 正則

CITATION:

籠谷, 正則. 歯付ベルトの回転伝達特性に関する研究. 京都大学, 1984, 工学博士

ISSUE DATE:

1984-11-24

URL:

<https://doi.org/10.14989/doctor.r5421>

RIGHT:

新 制
工
618
京大附図

歯付ベルトの回転伝達特性 に関する研究

昭和 59 年 6 月

籠 谷 正 則

歯付ベルトの回転伝達特性 に関する研究

昭和 59 年 6 月

籠 谷 正 則

目 次

主な記号表	1
第1章 緒 論	3
第2章 ベルト歯の荷重分担	
2・1 緒 言	9
2・2 理論解析	10
2・2・1 歯番号の定義とベルト車寸法	10
2・2・2 初張力作用前のベルト歯とベルト車歯の接触状態	12
2・2・3 ベルト各部の変形量の関係式	16
2・2・4 ベルト歯底部と歯部の変形量ならびに各歯における力の つりあい	18
2・3 数値計算結果	25
2・3・1 荷重分担と張力分布	25
2・3・2 かみあい始めおよびかみあい終わりの接触量に及ぼす各種 係数の影響	28
2・3・3 かみあい始めの接触量に及ぼす歯先まるみならびに圧力角 の影響	31
2・4 実験結果と計算結果の比較検討	35
2・4・1 実験に使用した歯付ベルトとベルト車	35
2・4・2 実験装置と実験方法	36
2・4・3 荷重分担とベルト張力分布の実験結果ならびに計算結果	38
2・5 結 言	41
第3章 正回転時における回転伝達誤差の理論解析	
3・1 緒 言	42
3・2 理論解析	42
3・2・1 回転伝達誤差の発生機構	42
3・2・2 ベルト車回転角と位相角の定義	43
3・2・3 弾性変形によるベルト接触量の変化	45

3・2・4	ベルト車の多角形作用によるベルトの移動量	47
3・2・5	ベルト車回転にともなう張力変化とそれによる従動ベルト 車の動き	50
3・3	数値計算結果	54
3・3・1	回転比が1の場合	54
3・3・2	回転比が1ではない場合	59
3・3・3	振幅に及ぼす各種係数，歯先まるみならびに圧力角の影響	62
3・4	結 言	67
第4章 正回転時における回転伝達誤差の実験結果		
4・1	緒 言	68
4・2	実験装置と実験方法	68
4・2・1	実験装置	68
4・2・2	実験に使用した歯付ベルトとベルト車	73
4・2・3	実験方法	73
4・3	実験結果と考察	74
4・3・1	回転伝達誤差に及ぼすベルトとベルト車の製作誤差の影響	74
4・3・2	回転伝達誤差に及ぼす不完全かみあい部の歯の干渉の影響	76
4・3・3	回転伝達誤差に及ぼす位相角の影響	77
4・3・4	回転伝達誤差に及ぼす初張力の影響	80
4・4	結 言	82
第5章 逆回転時における回転伝達誤差		
5・1	緒 言	84
5・2	理論解析	84
5・3	実験結果と計算結果の比較検討	88
5・3・1	実験装置と実験方法	88
5・3・2	回転伝達誤差に及ぼす初張力の影響	89
5・3・3	回転伝達誤差に及ぼすピッチ差の影響	94
5・3・4	回転伝達誤差に及ぼすベルト幅およびバックラッシの影響	98
5・4	結 言	101

第 6 章	正逆回転時におけるベルト移動誤差	
6・1	緒 言	102
6・2	理論解析	103
6・3	実験装置と実験方法	106
6・3・1	実験装置	106
6・3・2	実験に使用した歯付ベルトとベルト車	107
6・3・3	実験方法	107
6・4	実験結果と計算結果の比較検討	108
6・4・1	ベルト車 1 ピッチ回転毎におけるベルト移動誤差	108
6・4・2	ベルト車 1 ピッチを周期とするベルト移動誤差	112
6・5	結 言	116
第 7 章	結 論	118
	謝 辞	121
	参考文献	122

主 な 記 号 表

A : 振 幅	k : ベルトとベルト車の歯番号
C : 初張力作用前のベルト歯とベルト車歯 のすきま	l : ベルト車に巻きついたベルト 1 ピッチ の弾性変形量
E : ベルトの弾性係数	l_b : ベルト歯元部長さ
F : ベルト車歯にかかる円周方向の荷重	m : $C_{(j,k)} = 0$ となる歯番号
N : サンプル数	n : かみあい終わりの不完全かみあい部で 接触するであろう歯番号
P_w : 伝達力	r_b : ベルト歯先まるみ半径
Q : ベルト歯にかかる荷重	r_c : ベルト車歯先まるみ中心からピッチ線 までの半径
R : 摩擦力	r_p : ベルト車歯先まるみ半径
R_c : ベルト車ピッチ円半径	s_b : ベルト歯底部長さ
R_p : ベルト車歯先円半径	t_b : ベルトピッチ
R_r : ベルト車歯先まるみ中心を通る半径	t_p : ベルト車ピッチ
S : ベルト抗張体の断面積	x_b : ベルト移動量
T, T' : ベルト張力	x_{bb} : かみあい始めの多角形作用によるベル ト移動量
T_c : 接触方向の入れ替わる張力	x_{be} : かみあい終わりの多角形作用によるベ ルト移動量
T_i : 初張力	x_p : ピッチ線上のベルト車移動量
T_{ii} : 回転伝達誤差が生じたときの初張力	x_r : x 軸方向の原点からベルト車歯先まる み中心までの距離
T_t : 張り側張力	y_r : y 軸方向の原点からベルト車歯先まる み中心までの距離
T_s : ゆるみ側張力	z : ベルト車歯数
a : 完全にベルト歯がかみあう一つ手前の 歯番号	z_b : ベルト歯数
b : ベルト幅	Δl : ベルト歯部の弾性変形量
b_l : バックラッシ	Δs : ベルト歯底部の弾性変形量
c : ベルト車歯先円からベルト抗張体中心 までの距離	Δt : ピッチ差
c_l : ベルトのスパン長さ	Δt_b : ベルト車に巻きついていないベルトの 1 ピッチの弾性変形量
f : ベルト歯のコンプライアンス	
h_b : ベルトの全歯だけ	
j : $j=1$ のとき駆動側, $j=2$ のとき従動 側	

ΔX : ベルト車 1 ピッチ回転毎のベルト移動誤差	τ : ゲート時間
Δx : ベルト車 1 ピッチを周期とするベルト移動誤差	2ϕ : ベルト車歯先まるみ中心が歯みぞをはさむ角度
$\Delta\theta$: 回転伝達誤差	添字として使用したときの記号
$\Delta\lambda_b$: ベルト歯の接触変化量	N : 正回転時のベルト移動誤差
ϱ : 巻きつけ角	R : 逆回転時のベルト移動誤差
α : 圧力角	e : 弾性変形のみを考慮する場合
2β : ベルト車歯先まるみ中心が歯をはさむ角度	ep : 弾性変形と多角形作用を考慮する場合
$\beta_{1,2,3}$: ベルト車歯先円上でのベルト歯底部の巻きつけ角	ii : 初張力からある新たな初張力が生じた場合
$\beta'_{1,3}$: $\beta_{1,3}$ がベルト車中心を通るときの角度	o : 不完全かみあい部でベルト車上のピッチ線をベルト上のピッチ線に移行しない場合
r : $\phi + 2\beta$	p : 多角形作用のみを考慮する場合
δ : ベルト 1 ピッチの累積伸び	r : 逆回転時の場合
θ : ベルト車回転角	ts : 張り側ならびにゆるみ側張力が生じた場合
θ_e : 逆回転時の接触状態が安定するまでのベルト車回転角	max : 最大値
θ_s : x 軸からベルト車の各歯までの角度	
κ : 摩擦力の方向を示す係数	
λ : ベルト歯とベルト車歯の接触量	
$\lambda_{A(I)}$: 駆動軸の I 番めのゲートの入カパルス数	
$\lambda_{B(I)}$: 従動軸の I 番めのゲートの入カパルス数	
μ : 摩擦係数	
ρ_{pb} : かみあい始めにおけるベルト車の位相角	
ρ_{pe} : かみあい終わりににおけるベルト車の位相角	
σ : ベルト車歯に接触したのちのベルト歯の干渉量	

第1章 緒 論

歯付ベルトは、一般の平・Vベルトが持っている軸間距離が大きくとれる、多軸伝動が可能である、取付けならびに保守が容易であるなどの長所を兼ね備え、なおかつ、ローラチェーンのようにすべりがなく、一定速度で回転伝達が行え、歯車ならびにチェーンに必要な潤滑が不要であるなどの特徴から、近年、多方面に使用されるようになってきた。

1940年代に開発、製造された歯付ベルトは、当初、動力伝達が目的ではなく、裁縫ミシンのボビンと針とを連動させることが目的で使用されたのが実用化の第一歩であった⁽¹⁾。最近では、抗張体ならびにエラストマの材料の開発、歯形の改良などによって性能、経済性などが向上し、平・Vベルトはもちろんのこと、歯車、チェーンなどの使用分野にも進出している。例えば、歯付ベルトの性能面などが向上したことに關する報告として、Meyer⁽²⁾は、ベルト歯形を台形から円弧歯形に変更したことによって応力分布が均一化し、負荷容量が50%向上して運転費の低減が計れたことを紹介し、Chalk⁽³⁾は、歯付ベルトの方がVベルトに比較して、機械効率の向上が約4%期待できると述べている。歯付ベルトが歯車の使用分野に進出している報告として、Hogan⁽⁴⁾は、歯車列で駆動されていたマシニングセンタを歯車から歯付ベルトに変更し、位置ぎめ精度において良好な性能を得、なおかつ、歯車と比較して、スペースが50%、設計時間が30%節約できることを述べ、Harzbeckerら⁽⁵⁾は、工作機械の送り装置に歯付ベルトを使用した場合の位置ぎめ精度などを調査し、歯車と比較して運転性能はほぼ等しいことを述べている。1200ccクラスの大型モータサイクルの駆動用に歯付ベルトを使用した報告例として、McComberら⁽⁶⁾は、抗張体ならびに円弧歯形の開発過程について述べるとともに、耐久性と性能を実験により実証している。また、Stefanides⁽⁷⁾は、チェーンに代って高トルクの動力を後輪に伝達する歯付ベルトを開発し、高速回転に耐え得ることを述べている。そのほか、我が国をはじめ世界各国の乗用車用エンジンのオーバーヘッドカム軸ならびに補機類の駆動用として歯付ベルトがチェーンに代って非常に多く使用されていること⁽⁸⁾などが、多数報告されている。このような使用範囲の増加にともない、一般工業用に使用されている歯付ベルトについて、ISOでは、1978年に直線歯形のベルト⁽⁹⁾が、1979年に直線ならびにインボリュート歯

形のベルト車⁽¹⁰⁾が、1982年に用語⁽¹¹⁾に関する規格が制定され、ついで、JISにおいても、1982年に直線歯形のベルト⁽¹²⁾が規格制定された。

このように、歯付ベルトが動力伝達ならびに回転伝達を必要とする分野への使用が広がるにつれ、1970年代には歯付ベルトに関する研究も盛んになってきた。

歯付ベルト伝動装置はかみあい伝動であるため、歯付ベルトの強度、振動、騒音、機械効率などを考える場合、それらのすべての基本となる荷重分担に関する研究は、かなり報告されている。まず、ベルトとベルト車のピッチが等しく、バックラッシュがなく、かつ、不完全かみあい部も存在しないと仮定した場合の荷重分担について、Гуревич⁽¹³⁾は、ゆりみ側張力と摩擦力は考慮していないが、ベルト抗張体とベルト歯の弾性係数を係数とする荷重分担式を導き、ベルト材質が荷重分担に及ぼす影響について述べている。網島ら⁽¹⁴⁾、小山ら⁽¹⁵⁾は、張り側張力、ゆりみ側張力ならびに摩擦力を考慮した荷重分担式を導き、実験結果と比較している。Кожевниковらは、ベルトの遠心力を考慮した荷重分担式を導き⁽¹⁶⁾、また、光弾性法により台形のベルト歯の応力分布状態を測定し、ベルト歯元付近に最大応力が作用することを実験的に明らかにしている⁽¹⁷⁾。Gerbertら⁽¹⁸⁾は、ベルト歯底部とベルト車歯先部間での摩擦力の作用する方向が駆動側と従動側で逆向きになると仮定し、ベルトをバネのモデルとしてベルトの張力分布式を導き、実験結果と計算結果を比較するとともに、有限要素法によりベルト歯にかかる圧力分布状態を計算している。また、白鳥⁽¹⁹⁾は、ベルト1ピッチのみの変形特性を有限要素解析と実験により検討している。

ベルトとベルト車のピッチに差がある場合の荷重分担に関する研究として、Арбузов⁽²⁰⁾は、ベルト車外径を研削することによって適当なピッチ差をつけたときに荷重分担は均一化され、最大歯面荷重が減少することを実験的に確かめている。Гуревич⁽²¹⁾は、ピッチ差がある場合の荷重分担を図式的に関係づけた式を求めている。小山らは、ベルト歯の荷重分担について、ベルトに張力が作用していない状態でのベルト歯とベルト車歯の位置関係から解析を行い、実験結果と比較検討するとともに⁽²²⁾、ベルトの時間強度と損傷形態について疲労試験を行い、その結果を荷重分担の計算結果から考察している⁽²³⁾。同様に、ベルト歯の荷重分担について、Najiら⁽²⁴⁾は、ベルト歯とベルト車歯の接触状態によって摩擦力の方向が入れ替わると仮定して理論解析し、数値計算を行っている。FunkとKöster^{(25)~(27)}は、ベルトの張力分布式を導き、張力の

分布がベルト周速 5.6 m/s まで測定可能な実験装置を試作し、実験結果と比較している。Геллер ら⁽²⁸⁾は、荷重分担の解析は行っていないが、映写機の多軸伝動に歯付ベルトを使用した場合について実験的に研究を行い、ベルト車の外径もしくは歯厚を変化させることによりピッチ差を適当につければ、かみあいが円滑になったと述べている。

不完全かみあい部分でのベルト歯とベルト車歯の干渉を考慮した荷重分担ならびに歯形形状が干渉に及ぼす影響などに関する研究として、Гуревич⁽²⁹⁾⁽³⁰⁾は、干渉をベルト張力、ベルト材質、巻きつけ角などの関係から述べるとともに、円滑にかみあいが行われる限界の許容張力を理論的に取扱っている。小山らは、ベルト歯とベルト車歯の歯先まみりを考慮した荷重分担について理論解析を行い⁽³¹⁾、ベルトの時間強度に及ぼすピッチ差の影響⁽³²⁾、かみあい干渉に及ぼす圧力角ならびにベルト車歯先まみりの影響など⁽³³⁾について実験を行っている。Арбузов ら⁽³⁴⁾は、伝達効率の損失がベルトの曲げ剛性、巻きついたベルトの張力変化、かみあい始めならびにかみあい終わりの不完全かみあい部での干渉量とすべりによって生じ、不完全かみあい部でのすべりが効率に最も影響することを述べている。Metzner らは、歯付ベルトの負荷特性が初張力、伝達力、遠心力、ベルトの振動、不完全かみあい部などによって定まることを解説し⁽³⁵⁾、ピッチ、ベルト車の歯形ならびに歯先まみなどが負荷特性に及ぼす影響について述べている⁽³⁶⁾。

騒音ならびに振動などの動特性に関する研究として、久保らは、運転騒音はかみあい衝撃音が支配的であることを実験的に究明し⁽³⁷⁾、各種条件が騒音の大きさに及ぼす影響とかみあい衝撃音を小さくする方法について述べ⁽³⁸⁾、著者ら⁽³⁹⁾は、騒音の低減法をかみあい始めの干渉量から論じている。Собаичев は、偏心したベルト車を使用した場合のベルトの周期的な張力変化よりベルト車のねじり振動を理論解析し、実験を行うとともに⁽⁴⁰⁾、ピッチ誤差をもつベルト車を使用した場合の動的負荷について論じている⁽⁴¹⁾。白鳥⁽⁴²⁾は、変動力が作用する場合の歯付ベルト伝達系の特性について、単一ピッチのかみあい特性を実験的に求め、この結果より解析モデルを構成し、実験結果と比較している。Fawcett ら⁽⁴³⁾は、静止しているベルトの振動について最も単純な弦の横振動として取扱い、ベルトを強制的に振動させて実験を行った結果、このような単純理論では歯付ベルトの動的挙動を予測するには不適當であると述べている。

・以上のような歯付ベルトの荷重分担，時間強度，振動，騒音などに関する研究は，すべて動力伝達を行うことが目的で使用されている場合であり，回転伝達特性はあまり問題にならなかった。しかしながら，歯付ベルト伝動装置は，メカトロニクスの隆盛とも関連して，印刷機，複写機，タイプライタ，シリアルプリンタ，ビデオならびにカセットデッキ，NC 工作機械など，負荷はほとんど作用せず初張力作用時に近い状態で，歯付ベルトの特長を生かした正確な同期性あるいは位置ぎめ精度を必要とする分野への使用が多くなってきている。これらの機器への利用にともない，種々の問題が発生するようになってきた。例えば，シリアルプリンタにおける印字ヘッドの左右移動時に生ずる初期遅れ，複写機における線の蛇行やダブリ，ベルトの背面部に活字を植え込みベルトの走行そのものを利用した活字ベルトの印字むら，また，ベルトの背面部にピンを一体成形してプリンタの紙送り用に使用した場合の用紙の穴のピッチとピンとのかみあいのずれ，NC 工作機械のワークテーブルを歯付ベルトで介したエンコーダの信号により回転させた場合の角度のずれなど，歯付ベルト伝動装置の回転伝達特性そのものが問題視されるようになってきた。

しかしながら，初張力作用時における回転伝達特性に関する研究は非常に少なく，回転伝達特性を論じる上で重要な初張力のみが作用している場合の荷重分担については，Gerbert ら⁽¹⁸⁾がベルトとベルト車のピッチ差ならびに不完全かみあい部を考慮しない場合の張力分布について述べ，また，回転伝達特性については，Firbank⁽⁴⁴⁾がベルト車の多角形作用のみを考慮した回転むらについて報告している程度であり，前述したような問題を解決するための基礎的，体系的な研究は，ほとんどなされていないといつてよい。

以上の観点から，本研究は，歯付ベルト伝動装置が静的に回転し，初張力のみが作用している場合について，まず，ピッチ差ならびに不完全かみあい部を考慮したベルト歯の荷重分担について，理論的・実験的検討を加える。次に，歯付ベルトが正回転した場合，荷重分担結果より得られたかみあい始めならびにかみあい終わりのベルト歯とベルト車歯の干渉量とベルト車の多角形作用によって，本質的に生じる回転伝達誤差について理論解析を行い，初張力，ピッチ差，ベルト材質などが回転伝達誤差に及ぼす影響について数値計算結果より検討する。また，理論解析の有効性を確認するために，回転伝達誤差実験装置を試作し，計算結果と実験結果を比較検討する。さら

に、ベルト車が正回転からその逆方向に回転する場合の回転伝達誤差や、正逆回転する場合のベルト移動誤差についても理論的、実験的に検討を加える。以上の結果より、歯付ベルトを高い回転伝達精度あるいは位置ぎめ精度が要求される機器に使用する場合、これらの精度を高めるための基本的な設計の指針が与えられるであろう。

本論文の第2章以下の概要は、次の通りである。

第2章では、かみあい始めならびにかみあい終わりの不完全かみあい部、ピッチ差、ベルトとベルト車の歯先まるみなどを考慮した連続的なベルト歯の荷重分担について理論解析を行い、初張力、ピッチ差ならびにベルト材質などが荷重分担とベルト張力分布に及ぼす影響について数値計算を行う。また、荷重分担とベルト張力分布を実際に測定し、計算結果と比較検討する。

第3章では、正回転時の回転伝達誤差の発生は、ベルト車が1ピッチ分回転したとき、その間で荷重分担が変化し、当初設定した初張力から張り側張力とゆるみ側張力が生じ、この張力差をなくすために、従動ベルト車が進むか、または遅れることによって起こると仮定し、ベルトの弾性変形ならびにベルト車の多角形作用を考慮して回転伝達誤差の理論解析を行う。また、初張力、位相角、ピッチ差ならびにベルト材質などが回転伝達誤差に及ぼす影響について、それらに対する理論解析の数値計算結果より考察し、回転伝達精度の向上について言及する。

第4章では、第3章で行った理論解析の有効性を確認するために、マイクロコンピュータを記憶・演算装置として使った安価で、簡単なシステムの回転伝達誤差実験装置を試作し、回転伝達誤差に及ぼすベルトとベルト車の製作誤差、不完全かみあい部のベルト歯とベルト車歯の干渉、初張力ならびに位相角の影響について実験を行い、計算結果と比較検討する。

第5章では、ベルト車を一方向に回転させ、ベルト歯とベルト車歯のかみあいが安定した状態から逆方向に回転させた場合、ふたたびかみあいが安定するまでのベルト車の回転角ならびにベルト車が1ピッチずつ回転したときの回転伝達誤差について理論解析を行い、初張力、ピッチ差、ベルト幅ならびにバックラッシュなどが回転伝達誤差に及ぼす影響について計算結果と実験結果を比較するとともに、逆回転時における回転伝達誤差を低減させる方法について言及する。

第6章では、ベルト車が正逆回転する場合のベルト移動誤差を駆動ベルト車の回転

にともなうかみあい始めのベルトの進み量，または遅れ量として理論解析する。ついで，第4章で用いた実験装置ならびに実験データ処理方法をベルト移動誤差が測定できるように改良し，ベルト車の1ピッチ回転毎ならびにベルト車1ピッチを周期とするベルト移動誤差が初張力に及ぼす影響について実験を行い，計算結果と比較検討する。

第7章は結論で，本研究の結果得られた成果のまとめを行い，今後の問題について論じる。

第2章 ベルト歯の荷重分担⁽⁴⁵⁾⁽⁴⁶⁾

2・1 緒 言

近年、歯付ベルト伝動装置は、動力伝達用としてはもちろんのこと、精密事務機器、例えば複写機、タイプライタ、印刷機などの回転伝達用として、また、それ以外にも、コンベヤなどの物流用、プリンタの紙送り用、NC工作機械の位置ぎめ用、軸間距離、張力ならびに巻きつき歯数調整用としてのアイドルプーリ部など、初張力作用時に近い状態で使用されることが非常に多くなってきた。このように、多用化してきた歯付ベルトの使用に際し、伝達力作用時のベルトの寿命⁽³²⁾⁽³³⁾、伝達効率⁽³⁴⁾ならびに騒音⁽³⁹⁾や、初張力作用時のベルトの寿命⁽⁴⁷⁾などは、かみあい始めならびにかみあい終わりの不完全かみあい部のベルト歯とベルト車歯の接触状態に大きく左右されるために、ベルト歯の荷重分担を把握しておくことが非常に重要である。このことより、初張力作用時の回転伝達特性を論ずる上でも、ベルト歯の荷重分担がその特性に大きく関与するであろうことは容易に想像できる。

初張力のみが作用している場合の荷重分担に関する報告としては、Gerbertら⁽¹⁸⁾が、ベルトとベルト車のピッチ差ならびに不完全かみあい部分を考慮しない場合の張力分布について述べている程度である。一般に、歯付ベルトは、張力によるベルトの弾性変形ならびにベルト車の多角形作用などの影響を考慮して、ベルト歯のピッチは、ベルト車歯のピッチより幾分小さくなるように製作されている。また、張力の大きさによりかみあい始めならびにかみあい終わりにおいて不完全かみあい部で干渉が生ずるが、これらを考慮した初張力作用時の荷重分担に関する研究は、いまだ見あたらない。

以上のことより、本章では、ピッチ差、不完全かみあい部分ならびにベルトとベルト車の歯先まみれを考慮した連続的なベルト歯の荷重分担について理論解析を行い、初張力、ピッチ差ならびにベルト材質などが荷重分担とベルトの張力分布に及ぼす影響について数値計算を行うとともに、荷重分担とベルトの張力分布について実験を行い、計算結果と比較検討した結果について述べる。

2・2 理論解析

一般に、ベルト歯とベルト車歯間にバックラッシュがある場合、ベルトをベルト車に巻きつけ、任意の初張力 T_i に設定したのちベルト車を回転させると、ベルト歯は漸次移動し、あるかみあい状態で安定する。かみあい状態が安定するまではさまざまな接触状態が存在することになるが、本章では、ベルト歯とベルト車歯が安定したかみあい状態にある場合について論じる。また、荷重分担を解析するにあたり、問題を簡単化するため、次のような仮定を置く。

- (1) ベルト歯とベルト車歯は、ラック状にかみあうモデルとする。
- (2) ベルト車歯の変形量は無視し、ベルト走行中におけるベルト歯底面とベルト車歯先間での移動すべりはしないものとする。
- (3) ベルト歯の変形は、ベルト歯元付近を除き平行移動し、ベルト歯にかかる荷重は、集中荷重が圧力角方向に作用するものとする。
- (4) ベルト車の多角形作用により、ベルト張力は変動しないものとする。

2・2・1 歯番号の定義とベルト車寸法

図2・1に、ベルトをベルト車に軽く巻きつけた場合のベルトとベルト車のかみあい状態を示す。ベルト歯とベルト車歯の歯番号は、図に示すかみあい位置において、かみあい始めならびにかみあい終わりの不完全かみあい部分を考慮して、次のように定義する。すなわち、本研究では、初張力のみでベルトを走行させるため、ベルト車回転中における軸受摩擦、ベルトとベルト車の慣性力などを無視すると、ベルト車に駆動ならびに従動側の区別は存在しないことになるが、任意の歯番号を (j, k) で表し、電動機によって回転させられる側を駆動ベルト車で $j=1$ 、ベルトによって回転させられる側に従動ベルト車で $j=2$ とする。 k はベルト歯とベルト車歯の番号で、両ベルト車のかみあい始めにおいて、ベルト張力によってベルト歯とベルト車歯が接触するであろう一つ手前の歯番号を $k=1$ 、完全にかみあう一つ手前の歯番号を $k=a$ とする。また、かみあい終わりにおいて、接触するであろう歯番号を $k=n$ とする。

次に、ベルト車寸法について述べる。ベルト車各部寸法の計算は、ベルト寸法を基準に考える。これは、一般にベルトとベルト車にピッチの差をつける場合、製作上の都合から、ベルト寸法は一定で、ベルト車外径を変化させることにより行うことによる。

$$\Delta t_{(j)} = t_b - t_{p(j)} \dots\dots\dots (2.1)$$

すなわち、ピッチ差は、ベルトピッチの方がベルト車ピッチより長い場合を正、その逆を負とする。

図2・2に、ベルト車の形状を示す。図に示すように、ベルト車の中心を原点 $O_{(j)}$ 、 $O_{(j)}$ とベルト車歯みぞ部中心を通る線をたて軸 y とし、横軸に x とする。ベルト車の歯先まるみ中心の座標を $\{x_{r(j)}, y_{r(j)}\}$ とすると、図に示す $\phi_{(j)}$ ならびに $\beta_{(j)}$ は、次式で表される。

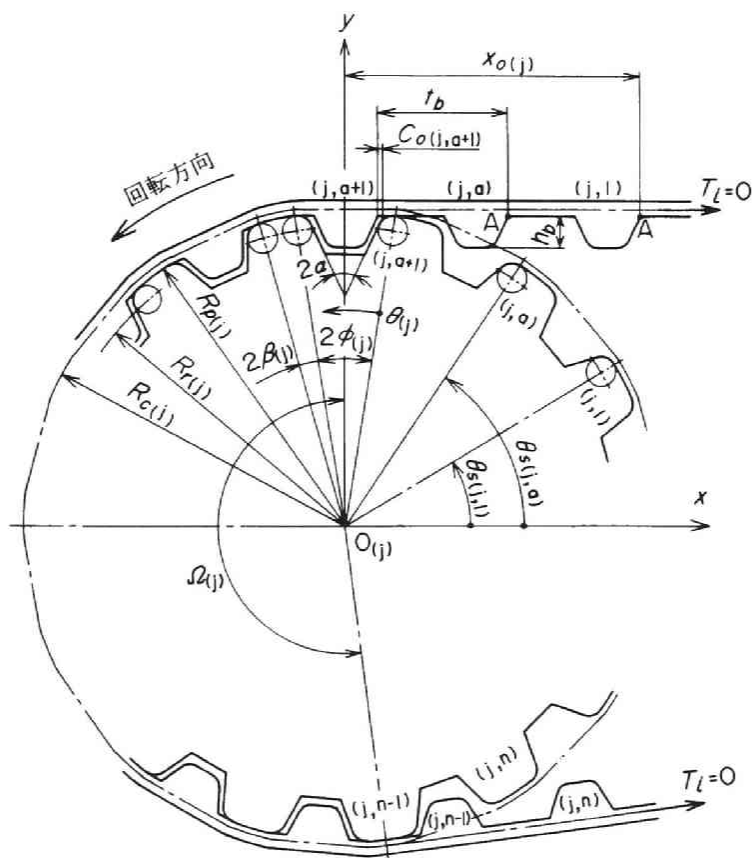


図 2・1 ベルトとベルト車のかみあい状態 ($T_i=0$, $\theta_{(i)}=0$)

$$\left. \begin{aligned} \phi_{(j)} &= \tan^{-1}\{x_{r(j)}/y_{r(j)}\} \\ \beta_{(j)} &= \pi/z_{(j)} - \phi_{(j)} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2.2)$$

ここで、 $z_{(j)}$ は、ベルト車歯数とする。

ベルト各部寸法，ベルト車の歯先まるみ半径 $r_{p(j)}$ が与えられている場合，計算上のピッチ差 $\Delta l'_{(j)}$ は，次式で表される。

$$\Delta t'_{(j)} = s_b + l_b - 2R_{c(j)}\beta_{(j)} - 2\{x_{r(j)} + (r_{p(j)} + c)\phi_{(j)}\} \dots\dots\dots (2.3)$$

ここで、 s_b はベルト歯底部長さ、 l_b はベルト歯元部長さ、 c はベルト車歯先円からベルト抗張体の中心までの距離、 $R_{c(j)}$ はベルト車歯先円上におけるベルト抗張体の中心を通るピッチ円半径とする。

任意の $r_{p(j)}$ に対するベルト車寸法は、与えられた $\Delta t_{(j)}$ と計算上の $\Delta t'_{(j)}$ が等しくなるような $\phi_{(j)}$ と $R_{c(j)}$ を決定すれば求めることができる。

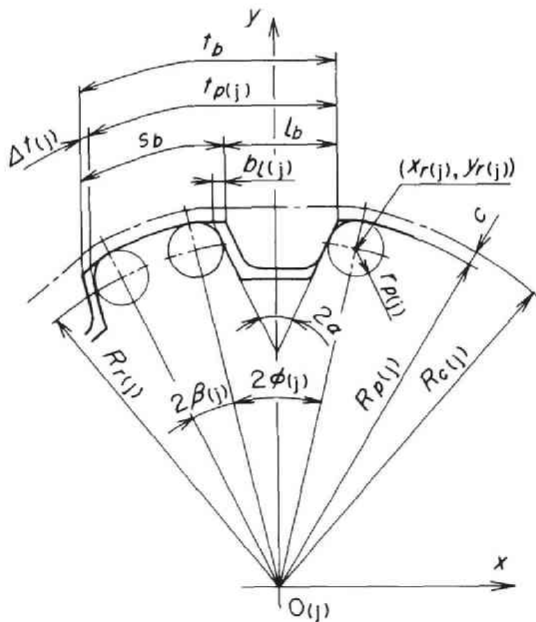


図 2・2 ベルト車の形状

2・2・2 初張力作用前のベルト歯とベルト車歯の接触状態

荷重分担を解析する前に、初張力が作用していない場合におけるベルト歯とベルト

車歯の接触状態について考える。この接触状態は、ベルトをベルト車に軽く巻きつけた状態とする。この状態から、運転中に張力が作用してベルトが弾性変形するものとし、また、ベルトをベルト車に軽く巻きつけたときの接触状態は、ベルト車が回転した場合でも変化しないものとする。まず、ベルト歯とベルト車が完全にかみあっている部分について述べる。

図2・3は、完全かみあい部分におけるベルト歯とベルト車歯の接触状態を示したものである。ここで、図は $\Delta t_{(j)}$ が負の場合を示し、破線はすでにベルト歯がベルト車歯に接触している状態を示す。今、ベルト走行方向と反対側のベルト歯とベルト車歯のすきまを $C_{o(j,k)}$ とする。 $C_{o(j,k)}=0$ となる歯番号を m とすると、完全かみあい部分における $C_{o(j,k)}$ は、次式で表される。

$$\left. \begin{aligned} C_{o(j,k)} &= (k-m)\Delta t_{(j)} \\ \text{ただし、} \quad a+1 \leq m < n-2, \quad a+1 \leq k < n-2 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2\cdot4)$$

ここで、 $C_{o(j,k)} < 0$ の場合、ベルト歯は走行方向と反対側でベルト車歯に接触していることを示し、 $C_{o(j,k)} > 0$ の場合、バックラッシュを $b_{l(j)}$ とすると、 $C_{o(j,k)} > b_{l(j)}$ のとき走行方向側に接触し、 $C_{o(j,k)} < b_{l(j)}$ のとき両側に接触していないことを示す。

次に、不完全かみあい部分における $C_{o(j,k)}$ について述べる。

初張力作用時において、ベルト車を1ピッチ分回転させると、 (j,k) 番めのベルト歯の接触状態は、 $(j,k+1)$ 番めの接触状態となる。すなわち、連続的な荷重分担を求めるためのベルト車の回転角 $\theta_{(j)}$ は、 $0 \leq \theta_{(j)} < 2\pi/z_{(j)}$ の範囲で考えればよいこと

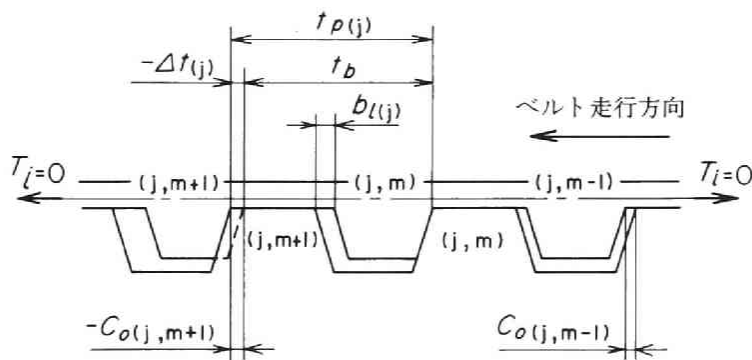


図2・3 完全かみあい部分の接触状態 ($T_l = 0$)

になる。

$\theta_{(j)}=0$ となる基準位置は、図2・1のかみあい状態とする。 $\theta_{(j)}$ だけ回転したことに
よるかみあい始めの (j, k) 番めのベルト歯の位置を求めるために、図2・1に示すA点
の座標 $[x_{A(j,k)}, y_{A(j,k)}]$ を考える。今、 $\theta_{(j)}=0$ のときのベルト歯番号 $(j, 1)$ のA点の
 x 軸方向の長さを $x_{o(j)}$ とすると、 $x_{o(j)}=\{l_b+b_{l(j)}\}/2-C_{o(j,a+1)}+t_b a$ である。この
 $x_{o(j)}$ からベルト車が $\theta_{(j)}$ だけ回転すると、ベルト車の多角形作用により $x_{A(j,k)}$ ならび
に $y_{A(j,k)}$ は、 $\theta_{(j)}$ の範囲によって次式で表される。

$$\left. \begin{array}{l} \text{(i)} \quad 0 \leq \theta_{(j)} < \phi_{(j)} \text{ の場合} \\ \begin{aligned} x_{A(j,k)} &= x_{o(j)} - \{ R_{r(j)} [\sin \phi_{(j)} - \sin \{ \phi_{(j)} - \theta_{(j)} \}] + r_{c(j)} \theta_{(j)} + t_b (k-1) \} \\ y_{A(j,k)} &= R_{r(j)} \cos \{ \phi_{(j)} - \theta_{(j)} \} + r_{p(j)} \end{aligned} \\ \text{(ii)} \quad \phi_{(j)} \leq \theta_{(j)} < r_{(j)} \text{ の場合} \\ \begin{aligned} x_{A(j,k)} &= x_{o(j)} - [R_{r(j)} \sin \phi_{(j)} + r_{c(j)} \phi_{(j)} + \{ \theta_{(j)} - \phi_{(j)} \} R_{c(j)} + t_b (k-1)] \\ y_{A(j,k)} &= R_{p(j)} \end{aligned} \\ \text{(iii)} \quad r_{(j)} \leq \theta_{(j)} < 2\pi/z_{(j)} \text{ の場合} \\ \begin{aligned} x_{A(j,k)} &= x_{o(j)} - [R_{r(j)} \sin \phi_{(j)} + r_{c(j)} \phi_{(j)} + 2R_{c(j)}\beta_{(j)} + R_{r(j)} \sin \{ \theta_{(j)} - r_{(j)} \} \\ &\quad + r_{c(j)} \{ \theta_{(j)} - r_{(j)} \} + t_b (k-1)] \\ y_{A(j,k)} &= R_{r(j)} \cos \{ \theta_{(j)} - r_{(j)} \} + r_{p(j)} \end{aligned} \end{array} \right\} \dots\dots\dots (2 \cdot 5)$$

ここで、 $R_{r(j)}$ はベルト車中心からベルト車歯先まるみの中心までの半径とし、 $r_{c(j)} = r_{p(j)} + c$ 、 $r_{(j)} = \phi_{(j)} + 2\beta_{(j)}$ とする。

図2・4に、かみあい始めの不完全かみあい部におけるベルト走行方向と反対側のベ
ルト歯とベルト車歯の接触状態を示す。不完全かみあい部における接触状態は、(i)初
張力が作用してベルトが伸ばされてもベルト歯とベルト車歯は幾何学的に接触しない
場合、(ii)ベルト歯先まるみとベルト車歯先まるみが接触する場合{図2・4(a)}、あるい
は、(iii)ベルト歯先まるみとベルト車歯直線部分が接触する場合{図2・4(b)}のいずれ
かとなる。図2・1と同様に、ベルト車中心 $O_{(j)}$ と $(j, a+1)$ のベルト車歯みぞ部中心
を通る線を y 軸とすると、 x 軸からの (j, k) 番めのベルト車歯角度 $\theta_{s(j,k)}$ は、 $\theta_{(j)}$ だけ
ベルト車が回転した場合、次式で表される。

$$\theta_{s(j,k)} = \pi/2 - \phi_{(j)} + \theta_{(j)} - 2\pi(a-k+1)/z_{(j)} \dots\dots\dots (2 \cdot 6)$$

次に、 (j, k) 番めの $\theta_{s(j,k)}$ によって、前述した(i)から(iii)のいずれの接触状態となるかを考える。図 2・4 の実線で示すベルト歯先のまるみ部分が初張力によって破線のように x 軸方向に平行移動したとき、ベルト車歯先まるみ円上で接触するであろう点を N とすると、ベルト車歯先まるみ中心 O_p と N を結んだ直線と x 軸のなす角 $\theta_{N(j,k)}$ は、次式で表される。

$$\theta_{N(j,k)} = \sin^{-1} \left\{ \frac{y_{A(j,k)} - h_b - r_b - R_{r(j)} \sin \theta_{s(j,k)}}{r_b + r_{p(j)}} \right\}$$

ここで、ベルト歯先まるみ半径を r_b 、ベルトの全歯たけを h_b とする。また、ベルト車の歯先まるみと直線部分の境界点を M とすると、点 O_p と M を結んだ直線と x 軸のなす角度 $\theta_{M(j,k)}$ は、次式で表される。

$$\theta_{M(j,k)} = \pi/2 - \phi_{(j)} + \alpha - \theta_{s(j,k)}$$

これらの式を用いて、点 M, N の y 軸方向の長さ $y_{M(j,k)}$ ならびに $y_{N(j,k)}$ は、次式で表される。

$$\left. \begin{aligned} y_{M(j,k)} &= R_{r(j)} \sin \theta_{s(j,k)} + r_{p(j)} \sin \theta_{M(j,k)} \\ y_{N(j,k)} &= R_{r(j)} \sin \theta_{s(j,k)} + r_{p(j)} \sin \theta_{N(j,k)} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2 \cdot 7)$$

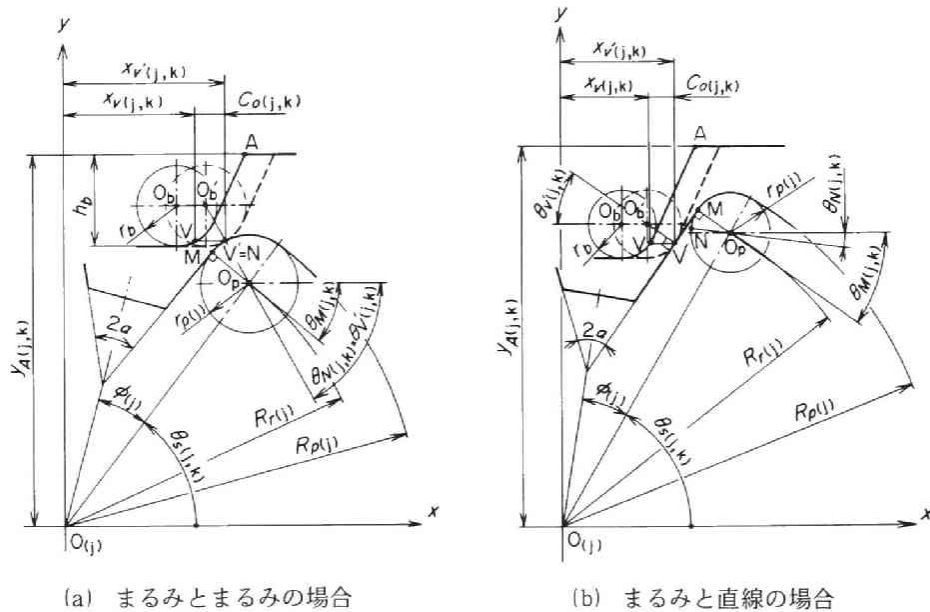


図 2・4 かみあい始めの不完全かみあい部における接触状態

式(2・7)を用いて、かみあい始めにおけるベルト走行方向と反対側のベルト歯とベルト車歯の接触条件は、次式のように定められる。

$$\left. \begin{array}{l} \text{(i) 接触しない条件} \\ R_{r(j)} \sin \theta_{s(j,k)} + r_{p(j)} \leq y_{A(j,k)} - h_b \\ \text{(ii) まるみとまるみの接触条件 \{ 図 2・4(a) の場合 \}} \\ y_{N(j,k)} > y_{M(j,k)} \\ \text{(iii) まるみと直線の接触条件 \{ 図 2・4(b) の場合 \}} \\ y_{N(j,k)} < y_{M(j,k)} \end{array} \right\} \dots\dots\dots (2・8)$$

かみあい始めのベルト走行方向側のすきまは、 $C_{o(j,k)}$ の接触状態とは逆に、ベルト車の回転にともない、ベルト車歯先まるみの部分がベルト歯面上に漸次接触することになるが、 $C_{o(j,k)}$ と同様な考え方で接触条件を求めることができる。

次に、式(2・8)の接触条件より、 $C_{o(j,k)}$ について考える。今、図2・4のベルト歯先まるみ上の点Vが張力により、破線で示すように、 x 軸方向に平行移動し、ベルト車歯上の点V'で接触するものとする、 $\theta_{s(j,k)}$ における x 軸方向の $x_{V(j,k)}$ ならびに $x_{V'(j,k)}$ を用いて、 $C_{o(j,k)}$ は次式で表される。

$$C_{o(j,k)} = x_{V'(j,k)} - x_{V(j,k)} \dots\dots\dots (2・9)$$

ここで、式(2・8)の(i)の接触条件の場合、 $C_{o(j,k)} = \infty$ とする。(ii)の条件の場合、点N=点V'となるため、移動したベルト歯先まるみ中心O'とV'を結んだ直線と x 軸のなす角度 $\theta_{V'(j,k)}$ は、 $\theta_{N(j,k)}$ に等しい。このことより、 $x_{V'(j,k)}$ ならびに $x_{V(j,k)}$ は、次式で表される。

$$\left. \begin{array}{l} x_{V'(j,k)} = R_{r(j,k)} \cos \theta_{s(j,k)} - r_{p(j)} \cos \theta_{V'(j,k)} \\ x_{V(j,k)} = x_{A(j,k)} - h_b \tan \alpha - r_b \tan \{ (\pi - 2\alpha)/4 \} + r_b \cos \theta_{V'(j,k)} \end{array} \right\} \dots (2・10)$$

また、式(2・8)の(iii)の接触条件の場合、 $\theta_{V'(j,k)}$ は $\theta_{M(j,k)}$ に等しくなる。このことを用いて、式(2・9)の $x_{V'(j,k)}$ 、 $x_{V(j,k)}$ を求めることができる。なお、かみあい終わりの不完全かみあい部分におけるすきま $C_{o(j,k)}$ は、ベルトの巻きつけ角を考慮して求められる。ここで、式(2・5)から式(2・10)において、 $k=1, 2, \dots, a$ である。

2・2・3 ベルト各部の変形量の関係式

前項で求めた $C_{o(j,k)}$ を用いて、ベルト各部の変形量の関係を求める。

図2・5は、任意の (j, k) 番めにおけるベルト歯とベルト車歯のかみあいモデルを示したものである。今、図2・1のかみあい状態において、初張力 T_i が作用したことによるピッチ線上の各ベルト歯間の張力を $T_{(j,1)}, T_{(j,2)}, \dots, T_{(j,n)}$ とする。ここで、ピッチ線とは、ベルトをベルト車に巻きつけた際の幾何学的な多角形作用をも含めたベルト抗張体の中心を通る線とする。また、ベルト歯底部とベルト車歯先部間での摩擦力を $R_{(j,1)}, R_{(j,2)}, \dots, R_{(j,n)}$ 、ベルト歯にかかる荷重を $Q_{(j,1)}, Q_{(j,2)}, \dots, Q_{(j,n)}$ とする。図2・5に示すように、 (j, k) 歯めに $T_{(j,k)}$ なる張力が作用したために、実線で示すベルト歯とベルト車歯のすきまが $C_{o(j,k)}$ の状態から、ベルトは破線のように変形し、 $(j, k+1)$ 番めにおいて、 $Q_{(j,k+1)}$ と $R_{(j,k+1)}$ によって $T_{(j,k+1)}$ なる張力になったとすると、ベルト走行方向と反対側のベルト歯とベルト車歯の接触量 $\lambda_{o(j,k)}$ は、次式で表される。

$$\lambda_{o(j,k)} = \delta_{(j,k)} - C_{o(j,k)} \quad \dots\dots\dots (2 \cdot 11)$$

ここで、 $\delta_{(j,k)}$ は、 (j, k) 番めのベルト1ピッチにおける初張力作用時の累積伸びを示す。この $\delta_{(j,k)}$ の正負は、 $C_{o(j,k)}$ の位置からベルト歯がベルト走行方向と反対側に移動したときを正、その逆を負とする。また、 $\lambda_{o(j,k)}$ の正負は、ベルト走行方向側のベルト車歯にベルト歯が接触している場合を正、その方向側と接触していない場合を負とする。なお、ベルト車歯に接触したのちのベルト歯の干渉量 $\sigma_{(j,k)}$ は、次式で表される。

$$\left. \begin{array}{ll} \text{(i)} \quad \lambda_{o(j,k)} > 0 \text{ の場合} & \sigma_{(j,k)} = \lambda_{o(j,k)} \\ \text{(ii)} \quad \lambda_{o(j,k)} < 0 \text{ の場合} & \left. \begin{array}{ll} |\lambda_{o(j,k)}| < b_{l(j)} \text{ のとき} & \sigma_{(j,k)} = 0 \\ |\lambda_{o(j,k)}| > b_{l(j)} \text{ のとき} & \sigma_{(j,k)} = \lambda_{o(j,k)} + b_{l(j)} \end{array} \right\} \dots\dots\dots (2 \cdot 12) \end{array} \right\}$$

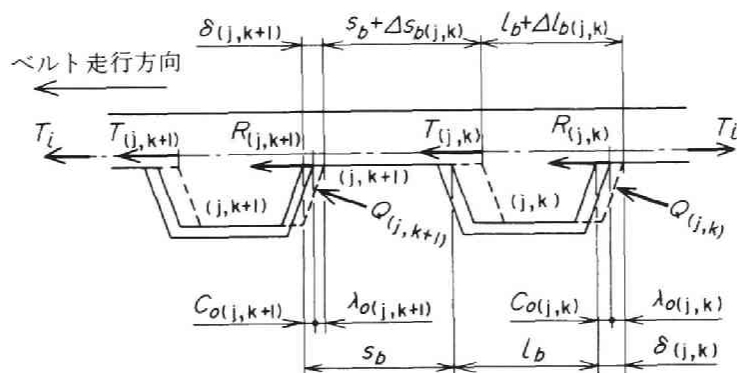


図 2・5 ベルト歯とベルト車歯のかみあいモデル

式(2・11)における $\delta_{(j,k+1)}$ は、ベルト歯底部ならびにベルト歯部がそれぞれ $\Delta s_{b(j,k)}$ 、 $\Delta l_{b(j,k)}$ だけ弾性変形したとすると、図2・5より、次式によって表される。

$$\delta_{(j,k+1)} = \delta_{(j,k)} - \{\Delta s_{b(j,k)} + \Delta l_{b(j,k)}\} \dots\dots\dots (2 \cdot 13)$$

ここで、式(2・11)から式(2・13)において、 $k=1, 2, \dots, n$ とする。

2・2・4 ベルト歯底部と歯部の変形量ならびに各歯における力のつりあい

張力によるベルトの弾性変形量を述べる前に、不完全かみあい部でのベルト歯底部とベルト車歯先部間における巻きつけ角について考える。この巻きつけ角は、図2・1のかみあい状態からベルト車の回転角 $\theta_{(j)}$ によって変化する。かみあい始めの不完全かみあい部におけるベルト歯番号 (j, a) の巻きつけ角は、図2・6に示すように、ベルト車歯先まるみ部とそうではない部分とに分けて $\beta_{1(j,a)}$ 、 $\beta_{2(j,a)}$ 、 $\beta_{3(j,a)}$ とすると、次式によって表される。

(i) $0 \leq \theta_{(j)} < \phi_{(j)}$ の場合

$$\beta_{1(j,a)} = \beta_{2(j,a)} = 0, \quad \beta_{3(j,a)} = \theta_{(j)}$$

(ii) $\phi_{(j)} \leq \theta_{(j)} < r_{(j)}$ の場合

$$\dots\dots\dots (2 \cdot 14)$$

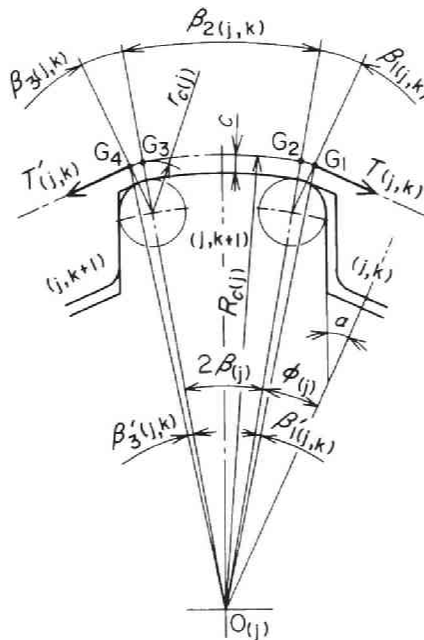


図 2・6 ベルト歯底部の伸び

$$\left. \begin{array}{l} \beta_{1(j,a)} = 0, \beta_{2(j,a)} = \theta_{(j)} - \phi_{(j)}, \beta_{3(j,a)} = \phi_{(j)} \\ \text{(iii)} \quad r_{(j)} \leq \theta_{(j)} < 2\pi/z_{(j)} \text{ の場合} \\ \beta_{1(j,a)} = \theta_{(j)} - r_{(j)}, \beta_{2(j,a)} = 2\beta_{(j)}, \beta_{3(j,a)} = \phi_{(j)} \end{array} \right\}$$

ここで、ベルト歯番号 $(j, 1)$ から $(j, a-1)$ までの巻きつけ角は 0 であり、完全にかみあっている $(j, a+1)$ から $(j, n-2)$ までの巻きつけ角は、 $\beta_{1(j,k)} = \beta_{3(j,k)} = \phi_{(j)}$ 、 $\beta_{2(j,k)} = 2\beta_{(j)}$ であり、かみあい終わりの $(j, n-1)$ 歯における巻きつけ角は、 $\theta_{(j)}$ の範囲によって $\theta_{(j)}$ を考慮して求めることができる。

次に、図 2・6 に示すように、ベルト車歯番号 $(j, k+1)$ の歯先部にベルト歯番号 (j, k) のベルト歯底部がピッチ線上で $\widehat{G_1 G_4}$ だけ巻きついているとする。理論的なベルト車歯先部の巻きつけ角は、 $\beta_{1(j,k)} + \beta_{2(j,k)} + \beta_{3(j,k)}$ であり、ベルト車歯先まみみ中心からピッチ線までの半径 $r_{c(j)}$ の大小にかかわらず、巻きつけ角は $2\{\phi_{(j)} + \beta_{(j)}\} = 2\pi/z_{(j)}$ となる。また、 $r_{c(j)} = c$ 、すなわち、ベルト車に歯先まみみがない場合の巻きつけ角は $2\beta_{(j)}$ となり、 $r_{c(j)}$ によって巻きつけ角に不連続な点が生じる。このため、 $\beta_{1(j,k)}$ と $\beta_{3(j,k)}$ における実際の巻きつけ角を $\beta'_{1(j,k)}$ と $\beta'_{3(j,k)}$ とすると、 $\beta'_{1(j,k)}$ ならびに $\beta'_{3(j,k)}$ は、次式のように表すものとする。

$$\left. \begin{array}{l} \beta'_{1(j,k)} = r_{c(j)} \beta_{1(j,k)} / R_{c(j)} \\ \beta'_{3(j,k)} = r_{c(j)} \beta_{3(j,k)} / R_{c(j)} \\ \text{ただし、} k = 1, 2, \dots, n \end{array} \right\} \dots\dots\dots (2 \cdot 15)$$

上式によって、 $r_{c(j)}$ による巻きつけ角の不連続性は緩和される。したがって、巻きつけ角の計算には式 (2・15) を用い、ベルト歯底部の巻きつき長さの計算には式 (2・14) を用いるものとする。

図 2・6 の G_1 点において $T_{(j,k)}$ なる張力が作用したとき、ベルト歯底部とベルト車歯先部間の摩擦力によって、 G_4 点で $T'_{(j,k)}$ なる張力が作用したとする。この場合に、ベルトとベルト車間に作用する摩擦力の方向について述べる。

図 2・7 は、初張力作用時における任意のベルト歯とベルト車歯の接触状態を示したものである。図は、巻きついているすべてのベルト歯がベルト車歯に接触していない場合である。この接触状態から駆動ベルト車を矢印の方向に 1 ピッチだけ回転させた場合、ベルトの移動すべりはしないものとする、歯番号 (j, a) が $(j, a+1)$ に移行した際の接触状態は、ベルト車に巻きついていない部分での初張力によって伸ばされたベルト

1 ピッチの長さとし、巻き込まれたベルトとベルト車間の摩擦力によるベルトの弾性変形から決定されるものと考えられる。すなわち、歯番号 (j, a) が $(j, a+1)$ に移行したときのベルトピッチを t'_b とすると、ベルト歯は、ベルト車回転前の位置から $t'_b - t_{p(j)}$ だけ移動したことになる。このとき、ベルト歯の移動する方向は、駆動ならびに従動側とも、 $t'_b - t_{p(j)} > 0$ のとき、ベルトの走行と反対方向に、 $t'_b - t_{p(j)} < 0$ のとき、ベルト走行方向となる。ベルト車の回転にともない、ベルト歯は漸次移動し、ベルト歯がベルト車歯に接触して行くが、力のつりあいがとれなくなると同時に、接触状態は安定するものと考えられる。このような挙動より、初張力作用時における摩擦力の方向は、ベルト歯がベルト走行方向に移行するときを正、その逆の場合を負とする。

以上のことより、図 2・6 の G_4 点における張力 $T'_{(j,k)}$ は、次式で表される。

$$\left. \begin{aligned} T'_{(j,k)} &= e^{\kappa \mu (\beta'_1(j,k) + \beta_2(j,k) + \beta'_3(j,k))} T_{(j,k)} \\ \text{ただし、} \quad k &= 1, 2, \dots, n-1 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2 \cdot 16)$$

ここで、 μ はベルト歯底部とベルト車歯先部間での摩擦係数とする。また、 κ は摩擦力の方向を示す係数であり、 t'_b と $t_{p(j)}$ の大小関係より、次式で表される。

$$\left. \begin{aligned} t'_b < t_{p(j)} \text{ のとき} \quad \kappa &= 1 \\ t'_b > t_{p(j)} \text{ のとき} \quad \kappa &= -1 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2 \cdot 17)$$

式 (2・13) に示す $\Delta s_{b(j,k)}$ は、図 2・6 に示す $\widehat{G_1 G_4}$ 間でのベルト歯底部の伸び $\Delta s_{(j,k)}$ として考える。 $\Delta s_{(j,k)}$ は $\widehat{G_1 G_2}$ 、 $\widehat{G_2 G_3}$ ならびに $\widehat{G_3 G_4}$ に三分割する。そのときの伸びをそれぞれ $\Delta s_{1(j,k)}$ 、 $\Delta s_{2(j,k)}$ 、 $\Delta s_{3(j,k)}$ とすると、これらの伸びは、次式で表される。

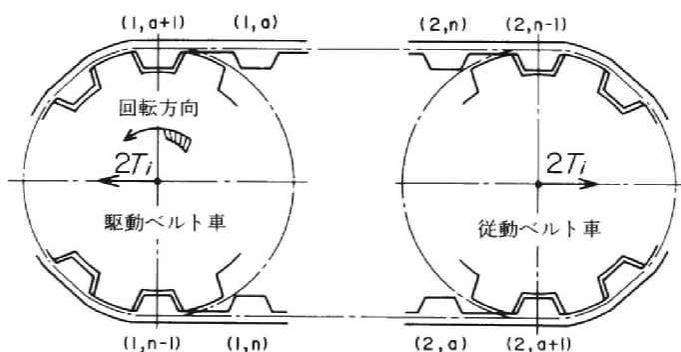


図 2・7 初張力作用時の任意のかみあい状態

$$\left. \begin{aligned}
 \Delta s_{1(j,k)} &= \frac{r_{c(j)}}{SE} T_{(j,k)} \left[\frac{\kappa}{\mu} \{ e^{\kappa \mu \beta'_{1(j,k)}} - 1 \} + \phi_{(j)} - \beta_{1(j,k)} \right] \\
 \Delta s_{2(j,k)} &= \frac{R_{c(j)}}{SE} T_{(j,k)} e^{\kappa \mu \beta'_{1(j,k)}} \left[\frac{\kappa}{\mu} \{ e^{\kappa \mu \beta_{2(j,k)}} - 1 \} + 2\beta_{(j,k)} - \beta_{2(j,k)} \right] \\
 \Delta s_{3(j,k)} &= \frac{r_{c(j)}}{SE} T_{(j,k)} e^{\kappa \mu \{ \beta'_{1(j,k)} + \beta_{2(j,k)} \}} \left[\frac{\kappa}{\mu} \{ e^{\kappa \mu \beta'_{3(j,k)}} - 1 \} + \phi_{(j,k)} - \beta_{3(j,k)} \right]
 \end{aligned} \right\}$$

ただし、 $k=1, 2, \dots, n-1$

..... (2・18)

ここで、 S はベルト抗張体の断面積、 E はベルトの弾性係数を示す。式(2・18)を用いて、 $\widehat{G_1 G_4}$ 間での $\Delta s_{(j,k)}$ は、次式で表される。

$$\left. \begin{aligned}
 \Delta s_{(j,k)} &= \Delta s_{1(j,k)} + \Delta s_{2(j,k)} + \Delta s_{3(j,k)} \\
 \text{ただし、} &k=1, 2, \dots, n-1
 \end{aligned} \right\} \text{..... (2・19)}$$

次に、式(2・13)に示す $\Delta l_{b(j,k)}$ は、ベルト車歯先部に巻きついていない部分の長さでの伸び $\Delta l_{(j,k)}$ として考える。図2・8に示すように、 G_1 点におけるベルト張力 $T_{(j,k)}$ と G_5 点における $\{T'_{(j,k-1)} - Q_{(j,k)} \cos \alpha_{(j,k)}\}$ がベルト車歯みぞ部中心でつりあっている。図の $\widehat{G_1 G_5}$ の長さ $2x_{r(j)}$ における伸び $\Delta l_{(j,k)}$ は、次式で表される。

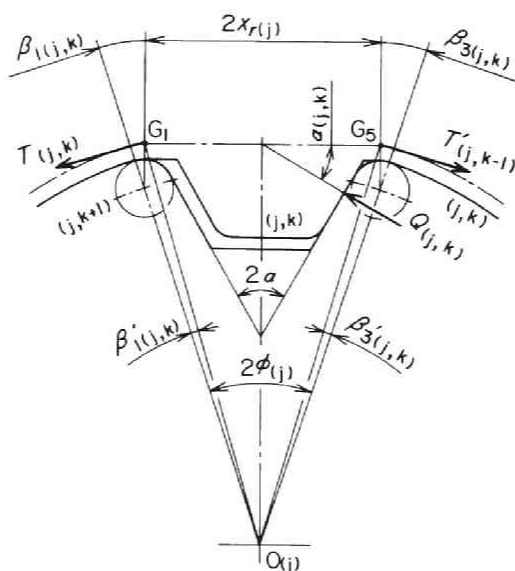


図 2・8 ベルト歯部の伸び

$$\Delta l_{(j,k)} = \frac{2x_{r(j)}}{SE} \left\{ T'_{(j,k-1)} - Q_{(j,k)} \cos \alpha_{(j,k)} \right\} \dots\dots\dots (2 \cdot 20)$$

ただし、 $k = 2, 3, \dots, n$

ここで、図 2・1 より明らかなように、ベルト車が 1 ピッチ回転しても、ベルト歯番号 $(j, 1)$ のベルト歯底部とベルト車歯先部間において、摩擦力は作用しないから、 $\Delta l_{(j,1)}$ は次式で表される。

$$\Delta l_{(j,1)} = \frac{2x_{r(j)}}{SE} \{ T_i - Q_{(j,1)} \cos \alpha_{(j,1)} \} \dots\dots\dots (2 \cdot 21)$$

式 (2・20) と (2・21) における $\alpha_{(j,k)}$ は圧力角であり、ベルト歯が完全にかみあっている場合は、 $\alpha_{(j,k)} = \alpha$ であるが、不完全かみあい時における $\alpha_{(j,k)}$ は、ベルト車の任意の回転角 $\theta_{(j)}$ によって変化する。このときのかみあい始めの $\alpha_{(j,k)}$ は、ベルト歯が接触するベルト車歯面に対して直角方向とすると、図 2・4 より明らかなように、次式で表される。

$$\alpha_{(j,k)} = \theta_{v'(j,k)} \left\{ \dots\dots\dots (2 \cdot 22) \right.$$

ただし、 $k = 1, 2, \dots, a$

ここで、式 (2・22) は、ベルト走行方向と反対側のベルト歯がベルト車歯に接触する場合の $\alpha_{(j,k)}$ である。ベルト走行方向側で接触する場合や、かみあい終わりでの $\alpha_{(j,k)}$ は、同様な考え方で求めることができる。

(j, k) 番めのベルト歯にかかる荷重 $Q_{(j,k)}$ は、ベルト歯のコンプライアンスを $f_{(j,k)}$ とすると、次式で表される。

$$Q_{(j,k)} = \frac{\sigma_{(j,k)}}{f_{(j,k)} \cos \alpha_{(j,k)}} \left\{ \dots\dots\dots (2 \cdot 23) \right.$$

ただし、 $k = 1, 2, \dots, n$

ここで、 $f_{(j,k)}$ を求めるための関数であるベルト歯の変形は、主として曲げ、せん断および圧縮変形が考えられるが、ベルト歯のように比較的やわらかい高分子材料の変形量を理論的に求めることは困難であるため、 $f_{(j,k)}$ は実験式で次式のように表す。

$$f_{(j,k)} = \nu_1 [\sigma_{(j,k)}]^3 + \nu_2 [\sigma_{(j,k)}]^2 + \nu_3 \sigma_{(j,k)} + \nu_4 \left\{ \dots\dots\dots (2 \cdot 24) \right.$$

ただし、 $k = 1, 2, \dots, n$

ここで、かみあい始めの不完全かみあい部における $f_{(j,k)}$ は、 (j, k) 番めのベルト車歯

の位置 $\theta_{s(j,k)}$ によって変化するため、実験定数 $\nu_1 \sim \nu_4$ は、 $\theta_{s(j,k)}$ を関数としたときの値である。かみあい終わりの $f_{(j,k)}$ も同様に考える。ただし、 $k=(a+1) \sim (n-2)$ においては、実験定数は一定とする。

各歯におけるベルト張力 $T_{(j,k)}$ は、ピッチ線の接線方向の力のつりあいより、図 2・8 を参考にして、次式で表される。

$$T_{(j,k)} = \frac{T'_{(j,k-1)} \cos \{ \beta_{3(j,k-1)} - \beta'_{3(j,k-1)} \} - Q_{(j,k)} \cos \alpha_{(j,k)}}{\cos \{ \beta_{1(j,k)} - \beta'_{1(j,k)} \}} \left. \vphantom{\frac{T'_{(j,k-1)} \cos \{ \beta_{3(j,k-1)} - \beta'_{3(j,k-1)} \} - Q_{(j,k)} \cos \alpha_{(j,k)}}{\cos \{ \beta_{1(j,k)} - \beta'_{1(j,k)} \}}} \right\} \dots\dots (2 \cdot 25)$$

ただし、 $k=2, 3, \dots, n$

ここで、ベルト歯番号 $(j, 1)$ におけるベルト張力 $T_{(j,1)}$ は、次式で表される。

$$T_{(j,1)} = T_i - Q_{(j,1)} \cos \alpha_{(j,1)} \dots\dots\dots (2 \cdot 26)$$

ベルト歯底部とベルト車歯先部間での摩擦力 $R_{(j,k)}$ は、式 (2・16) より、次式で表される。

$$R_{(j,k)} = \{ 1 - e^{\mu \{ \beta'_{1(j,k)} + \beta_{2(j,k)} + \beta'_{3(j,k)} \}} \} T_{(j,k-1)} \left. \vphantom{\{ 1 - e^{\mu \{ \beta'_{1(j,k)} + \beta_{2(j,k)} + \beta'_{3(j,k)} \}} \} T_{(j,k-1)}} \right\} \dots\dots\dots (2 \cdot 27)$$

ただし、 $k=2, 3, \dots, n$

ここで、 $R_{(j,1)}=0$ である。

ベルト車歯にかかる円周方向の荷重 $F_{(j,k)}$ は、ベルト歯にかかる荷重と摩擦力の和によって式 (2・28) のように、また、伝達力 P_w は、 $F_{(j,k)}$ の総和として式 (2・29) のように表される。

$$F_{(j,k)} = Q_{(j,k)} \cos \alpha_{(j,k)} + R_{(j,k)} \left. \vphantom{Q_{(j,k)} \cos \alpha_{(j,k)} + R_{(j,k)}} \right\} \dots\dots\dots (2 \cdot 28)$$

ただし、 $k=1, 2, \dots, n$

$$P_w = \sum_{k=1}^n F_{(j,k)} \dots\dots\dots (2 \cdot 29)$$

以上、歯付ベルトに初張力のみが作用している場合の不完全かみあい部ならびにピッチ差、歯先まるみを考慮した連続的な荷重分担は、式 (2・1) から式 (2・22) を式 (2・23) から式 (2・29) に適宜代入することによって求めることができる。

図 2・9 に、荷重分担計算用の流れ図を示す。この演算は、データとしてベルト寸法、 $t_{p(j)}$ 、 $r_{p(j)}$ 、 S 、 E 、 μ 、 T_i などを与え、まず、 $r_{p(j)}$ に対するベルト車寸法を求め、完全かみあい部ならびに不完全かみあい部におけるすきま $C_{o(j,k)}$ を計算する。そののち、これらの数値を用いて、 $(j, 1)$ 歯めのベルト 1 ピッチの累積伸び量 $\delta_{(j,1)}$ を順次変化さ

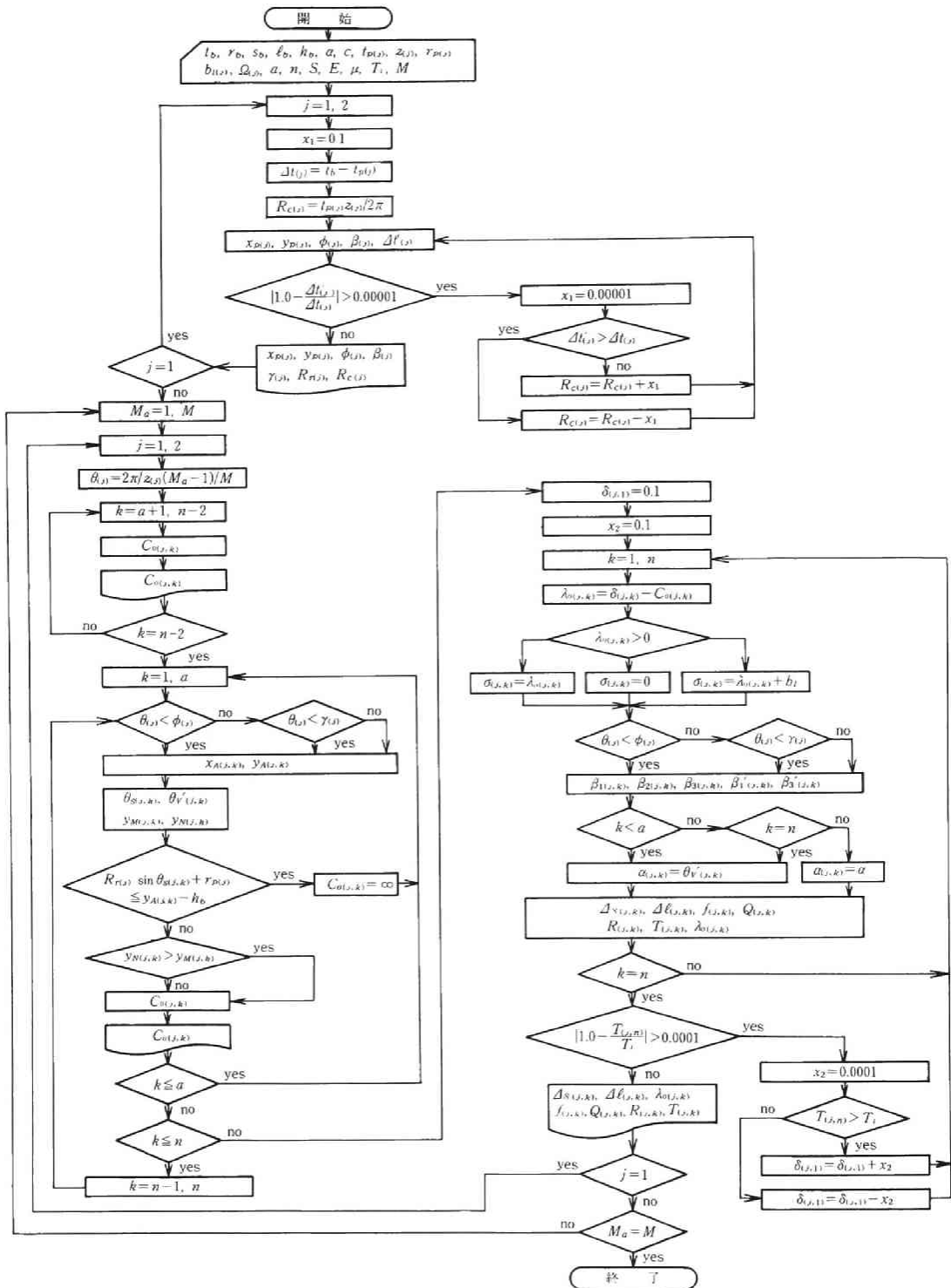


図 2.9 荷重分担計算用流れ図

せたときのかみあい終わりの張力 $T_{(j,n)}$ を計算する。そして、データとして与えられた T_i と計算による $T_{(j,n)}$ が図に示す範囲内になったときの $\delta_{(j,1)}$ に対して、 $\lambda_{o(j,k)}$ 、 $Q_{(j,k)}$ 、 $R_{(j,k)}$ 、 $T_{(j,k)}$ などを数値計算することができるようにしたものである。なお、連続的な荷重分担を求めるために、数値計算は、ベルト車の1ピッチ間を M 等分し、ベルト車を図2・1のかみあい状態から M 等分したうちの整数倍の M_a づつ回転させて行った。

2・3 数値計算結果

本節では、2・2節で述べた荷重分担式にもとづいて数値計算を行い、 T_i 、 $\Delta t_{(j)}$ 、ベルトの伸びに関する係数 SE 、 μ および $f_{(j,k)}$ などの各種条件や、ベルトとベルト車の歯先まるみならびに圧力角が歯付ベルトの荷重分担に及ぼす影響について述べる。

表2・1に、数値計算に用いた数値を示す。ここで、 $f_{(j,k)}$ は完全かみあい状態での値である。また、以下に示す数値計算結果は、これらの数値の内の一つずつを順次変化させたものである。使用したベルトはL形とし、ベルト車歯数 $z_{(j)}=36$ 、バックラッシュ $b_{l(j)}=0.3\text{ mm}$ 、 $\varrho_{(j)}=\pi\text{ rad}$ 、 $a=2$ 、 $n=22$ とした。

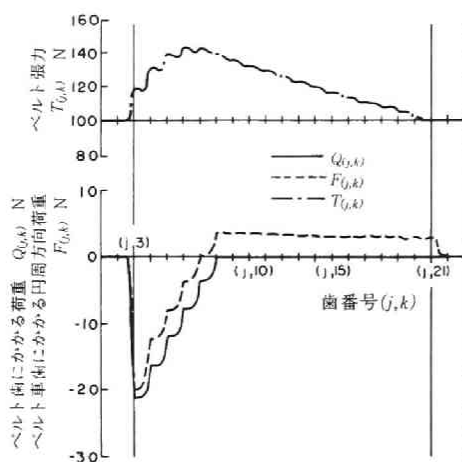
表 2・1 計算に使用した数値

$z_{(j)}$	36	α rad	0.349	$f_{(j,k)}$ $\mu\text{m/N}$	3.0
t_b mm	9.525	$\Delta k_{(j)}$ mm	-0.02	μ	0.4
r_b mm	0.5	$b_{l(j)}$ mm	0.3	T_i kN	0.5
$r_{p(j)}$ mm	0.85	SE kN	150		

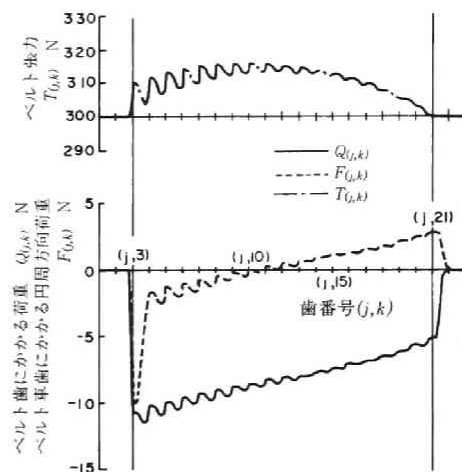
2・3・1 荷重分担と張力分布

図2・10に、ベルト歯の荷重分担とベルトの張力分布の数値計算結果の一例を示す。図2・10(a)が $T_i=100\text{ N}$ 、(b)が $T_i=300\text{ N}$ 、(c)が $T_i=500\text{ N}$ および(d)が $T_i=1.2\text{ kN}$ の場合である。それぞれ、たて軸に式(2・23)、(2・25)および(2・28)で表した $Q_{(j,k)}$ 、 $F_{(j,k)}$ 、 $T_{(j,k)}$ を示し、横軸に歯番号 (j,k) を示す。図において、歯番号 $(j,3)$ でベル

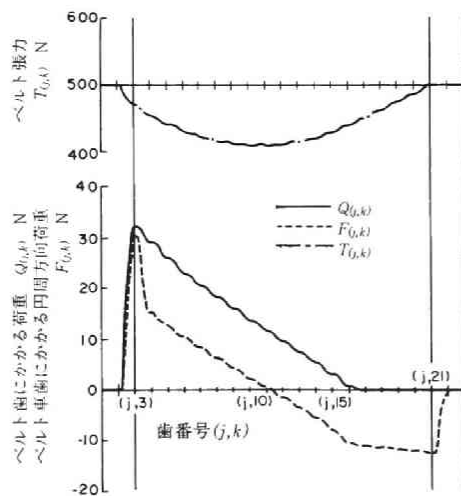
ト歯とベルト車歯は完全にかみあい、歯番号 $(j, 21)$ で完全なかみあいを終了する。 $Q_{(j,k)}$ における歯番号 $(j, 2)$ 付近からの立ち下がり、もしくは立ち上がり部分は、ベルト歯がベルト車歯に干渉を起こしながらかみあい始めることを示している。



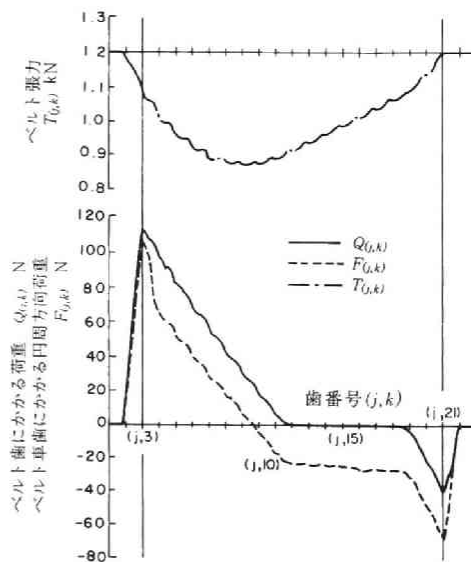
(a) $T_i = 100\text{N}$ の場合



(b) $T_i = 300\text{N}$ の場合



(c) $T_i = 500\text{N}$ の場合



(d) $T_i = 1.2\text{kN}$ の場合

図 2・10 ベルトの荷重分担と張力分布

$Q_{(j,k)}$, $T_{(j,k)}$ および $F_{(j,k)}$ の計算結果は、ベルト車歯のピッチに一致して微少に変動している。これは、不完全かみあい部分での歯の干渉と、次章で述べるベルト車の多角形作用との影響によるものである。この変動は、とくに、かみあい始めならびにかみあい終わりの干渉量により影響され、その変動は、かみあい始めから徐々に緩和されることになる。

図の(a), (b)と(c), (d)の $Q_{(j,k)}$ の正負を見ると、前者は負、後者は正になっている。これは、 $2 \cdot 2 \cdot 4$ 項で述べたように、初張力の大きさによって摩擦力の作用方向が異なることによる。すなわち、摩擦力の方向は、 $t'_b < t_{p(j)}$ となる $T_i = 100 \text{ N}$ および 300 N ではベルト走行方向に、 $t'_b > t_{p(j)}$ となる $T_i = 500 \text{ N}$ および 1.2 kN ではその逆の方向に作用する。一般に、初張力のみが作用している場合、 $P_w = 0$ である。このため、式(2・28)および(2・29)により $\sum_{k=1}^n Q_{(j,k)} \cos \alpha_{(j,k)} = -\sum_{k=1}^n R_{(j,k)}$ が成り立つ。この関係式より、 $Q_{(j,k)}$ の作用する方向は、 $R_{(j,k)}$ のそれとは逆となり、 T_i の大きさによって $Q_{(j,k)}$ の正負が異なることになる。また、 $T_i = 100 \text{ N}$ と 300 N ならびに $T_i = 500 \text{ N}$ と 1.2 kN における $Q_{(j,k)}$ を比較すると、 300 N と 500 N の方が最大歯面荷重は小さく、 $Q_{(j,k)}$ が正負のいずれか一方において、ベルト歯がベルト車歯に接触する歯数が多くなっている。これは、初張力による最大歯面荷重の大小が、かみあい始めにおける t'_b と $t_{p(j)}$ の関係によって定まることによる。すなわち、 $t'_b - t_{p(j)}$ が 0 に近づく程、張力によって伸ばされたベルトピッチとベルト車ピッチが、かみあい始めで等しくなる。それゆえ、その後のかみあい状態においても、 $T_{(j,k)}$ によるベルトピッチとベルト車ピッチの差が少なくなり、ベルト歯のベルト車歯への接触量は、小さくなる。したがって、最大歯面荷重は小さくなり、多くのベルト歯で、荷重の分担がなされる。なお、歯番号 $(j, 2)$ から $(j, 3)$ におけるかみあい始めの不完全かみあい部においては、最大歯面荷重が大きくなる程、ベルト歯が大きいたわむため、干渉を起こす時期は早くなる。

図の(a)ならびに(c)の場合、 $Q_{(j,k)}$ は、 $b_{l(j)}$ があるために、ある歯番号以降においてベルト歯とベルト車歯は接触せず、また、(a), (b)ならびに(c)の場合、完全にかみあっているベルト歯がベルト車歯に接触する方向は、すべて同一方向である。しかし、場合によっては、(d)のように、 $Q_{(j,k)}$ はかみあい終わりでかみあい始めとは逆の方向の歯面で接触することもある。このような接触状態を除いて、初張力作用時から伝達

力が作用すると、駆動ベルト車においてベルト歯がベルト走行方向側歯面で接触している場合、または、従動ベルト車において走行方向と反対側歯面で接触している場合は、平ベルトを掛けた場合と同様な状態が生じる。このため、起動時において、伝達力の方が摩擦力の総和よりも大きくなると、ベルト歯が当初の接触状態から逆の方向に接触するまで、駆動または従動ベルト車のいずれか一方で移動すべりが起こることになる。

ベルト車に巻きついている部分のベルト張力 $T_{(j,k)}$ は、 $T_i = 100 \text{ N}$, 300 N の場合、歯番号 $(j, 2)$ 付近から漸次増加し、 $T_i = 100 \text{ N}$ のとき歯番号 $(j, 7)$, $T_i = 300 \text{ N}$ のとき歯番号 $(j, 10)$ 程度でそれぞれ最大張力となる。その後、かみあい終わりに近づくにしたがって $T_{(j,k)}$ は漸次減少し、ふたたび初張力状態になる。しかし、 $T_i = 500 \text{ N}$, 1.2 kN の場合の $T_{(j,k)}$ の増減の傾向は、その逆となる。これは、式(2・25)において、 $\beta_{1(j,k)}$, $\beta_{3(j,k)}$ などの半径方向成分は微小として無視すると、式(2・16), (2・27)ならびに(2・28)より、 $(j, k+1)$ 番めのベルト張力は、 $T_{(j,k+1)} = T_{(j,k)} - F_{(j,k)}$ で表される。このため、 $F_{(j,k)}$ が正のとき $T_{(j,k+1)} < T_{(j,k)}$ となって、歯番号の増加とともにベルト張力は減少するが、 $F_{(j,k)}$ が負のとき $T_{(j,k+1)} > T_{(j,k)}$ となり、ベルト張力は増加することになる。

2・3・2 かみあい始めおよびかみあい終わりの接触量に及ぼす各種係数の影響

初張力作用時における歯付ベルトの寿命は、かみあい始めならびにかみあい終わりのベルト歯とベルト車歯の接触状態によって大きく影響される⁽⁴⁷⁾。このため、 T_i , $\Delta t_{(j)}$ ならびに SE などの各種条件が、荷重分担に及ぼす影響について、検討する必要がある。本項では、図2・1の完全にかみあった歯番号 $(j, 3)$ と、完全なかみあいが終了する歯番号 $(j, 21)$ の接触量について述べる。

図2・11ならびに図2・12に、各種条件がかみあい始めおよびかみあい終わりのベルト歯とベルト車歯の接触量、 $\lambda_{o(j,3)}$ と $\lambda_{o(j,21)}$ に及ぼす影響について、数値計算した結果を示す。両図において、(a)はかみあい始め、(b)はかみあい終わりを示し、横軸に T_i , $\Delta t_{(j)}$, SE , μ ならびに $f_{(j,k)}$ を、たて軸に接触量 $\lambda_{o(j,k)}$ を示す。 $\lambda_{o(j,k)}$ の正負は、 $\lambda_{o(j,k)}$ が正の場合はベルト歯がベルト走行方向と反対側で接触し、負の場合はその側で接触していないことを示す。ここで、計算に使用した $b_{l(j)}$ が 0.3 mm であるため、 $\lambda_{o(j,k)}$ が 0 から

-0.3 mm までの間ではベルト歯とベルト車歯は接触せず、 $\lambda_{o(j,k)}$ が -0.3 mm 以下のときはベルト歯の走行方向側がベルト車歯に接触することになる。

図2・11において、 T_i 、 $\Delta t_{(j)}$ ならびに SE ともに $\lambda_{o(j,k)}$ が急激に変化しているのは、前述したように、 t'_b と $t_{p(j)}$ の関係によってベルト歯とベルト車歯の接触する方向が異なることによる。これは、摩擦力の作用方向が、 T_i の大きさによっていずれか一方

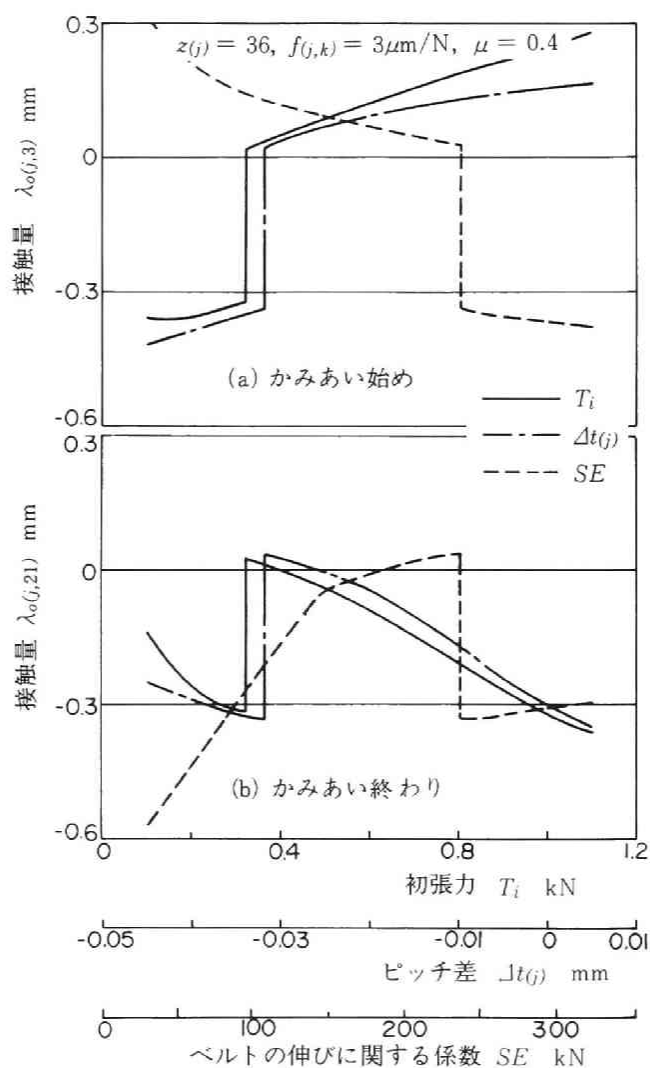


図2・11 接触量に及ぼす初張力、ピッチ差ならびにベルトの伸びに関する係数の影響

であると仮定したためである。しかしながら、実際には、このように接触方向が入れ替わる点においては、巻きついているすべてのベルト歯がベルト車歯に接触しない、いわゆる平ベルトを掛けた場合と同様な接触状態が存在する。したがって、かみあい始めならびにかみあい終わりの接触状態の解は、種々あるものと考えられ、このような場合では、上述の仮定は成立しないものと思われる。これについては、今後検討を行う必要がある。図から明らかなように、 T_i と $\Delta t_{(j)}$ は同様な傾向を示し、 SE はその逆の傾向を示している。これは、 T_i が大きくなる程、また、 SE が小さくなる程ベルトピッチは伸びて、 $\Delta t_{(j)}$ が大きくなることと同じ意味を持つためである。このことは、ベルト車に巻きついていない部分での張力によるベルトピッチの伸び量が、 $T_i t_b / (SE)$

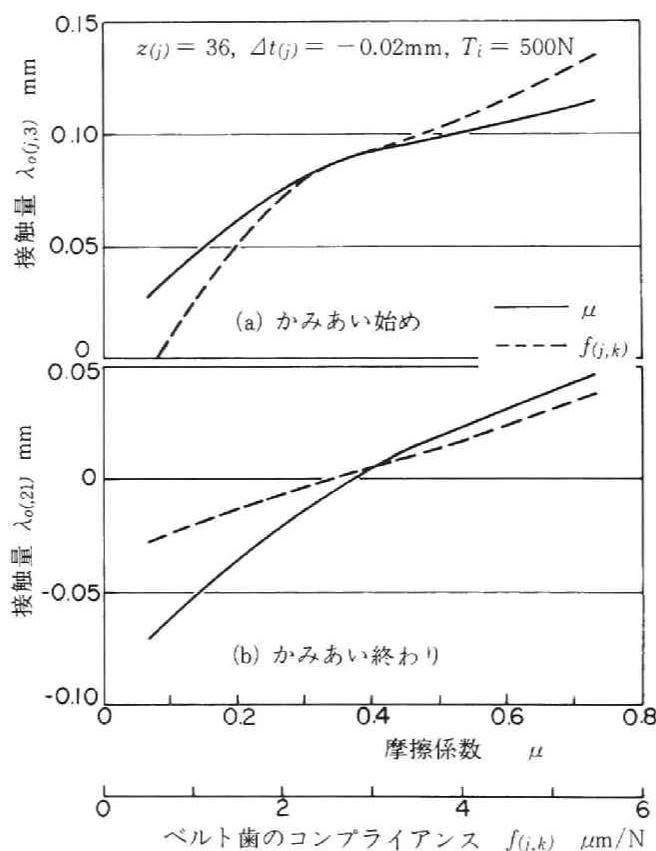


図 2・12 接触量に及ぼす摩擦係数ならびにベルト歯のコンプライアンスの影響

で表されることから明らかである。

図 2・12 における μ と $f_{(j,k)}$ については、これらの値が大きくなる程、 $\lambda_{o(j,3)}$ ならびに $\lambda_{o(j,21)}$ は増加している。 μ の場合、 μ が大きくなる程、ベルト車歯先部に作用する摩擦力は増加する。2・3・1 項で述べたように、ベルト歯にかかる荷重と摩擦力のそれぞれの総和は、これらの作用する方向が互いに逆で、その量は等しい。このため、 μ が大なる程、 $\lambda_{o(j,k)}$ は大となる。また、 $f_{(j,k)}$ の場合、 $f_{(j,k)}$ が大きくなる程ベルト歯がやわらかくなるため、 $\lambda_{o(j,k)}$ は増加する。なお、 μ および $f_{(j,k)}$ は、図 2・11 の T_i 、 $dt_{(j)}$ および SE のように、 $\lambda_{o(j,k)}$ が急激に変化してベルト歯の接触方向が入れ替わることはない。

歯付ベルトの初張力作用時における寿命、とくにベルト歯の摩耗を少なくするためには、かみあい始めならびにかみあい終わりの干渉量に影響を及ぼす $\lambda_{o(j,3)}$ ならびに $\lambda_{o(j,21)}$ ができるだけ小さくなるように各種係数を選定することが望ましい⁽⁴⁷⁾。このような点から考えると、 T_i 、 $dt_{(j)}$ および SE は互いに関連しているが、これらの因子は、 $\lambda_{o(j,k)}$ が急激に変化する付近に選定するのが良いと言える。 μ については、伝達力が作用している場合、 μ が大きくなる程摩擦力によって負荷は伝達され、その分だけ $\lambda_{o(j,k)}$ は小さくなり有利であった⁽²³⁾。しかし、初張力のみが作用している場合は、その逆で、 μ はできるだけ小さくするのが良い。 $f_{(j,k)}$ も μ と同様に小さくすれば干渉量は少なくなるが、歯面荷重は大きくなる。

2・3・3 かみあい始めの接触量に及ぼす歯先まるみならびに圧力角の影響

ベルト歯ならびにベルト車歯の歯先まるみや、圧力角が変化すると、不完全かみあい部でのベルト歯の最大接触量ならびに接触が始まる時期は大きく影響されるものと考えられる。このため、本項では、かみあい始めの不完全かみあい部において、ベルト歯とベルト車歯が接触し始めてから、完全なかみあい状態に移行する際の接触量について検討する。

図 2・13 に、ベルト歯とベルト車歯の接触量 $\lambda_{o(j,k)}$ に及ぼすベルト車の歯先まるみ半径 $r_{p(j)}$ の影響を示す。ここで、 $r_{p(j)}$ を変化させると、式 (2・3) より、 $dt_{(j)}$ が変化して接触状態が異なり、 $r_{p(j)}$ の大きさによる比較ができにくくなるため、ベルト車外径を多少変化させて、 $dt_{(j)}$ が一定となるようにして計算を行った。

図 2・14 に、 $\lambda_{o(j,k)}$ に及ぼすベルトの歯先まるみ半径 r_b の影響を示す。ここで、 r_b を変化させると、ベルト材質が同一の場合、ベルト歯のコンプライアンスが変化することになるが、 r_b の大きさによる比較を簡単にするため、コンプライアンスは一定とした。

図 2・13 ならびに図 2・14 において、歯番号 $(j, 3)$ 以降が完全かみあい部である。両図から明らかなように、 r_b を変化させた場合、 $(j, 3)$ 番め以降の接触量は、さほど変化していないが、 $r_{p(j)}$ を変化させた場合、 $r_{p(j)}$ が大きくなる程、 $\lambda_{o(j,k)}$ は少なくなっている。これは、 $r_{p(j)}$ を漸次大きくして行くと、ベルト歯底部とベルト車歯先間の接触長さが短くなり、それだけ平ベルトとしての巻きつけ角が小さくなってベルト車歯に作用する摩擦力は少なくなる。2・3・1 項で述べたように、摩擦力 $R_{(j,k)}$ の作用方向は、ベルト歯にかかる荷重 $Q_{(j,k)}$ とは逆向きに作用し、なおかつ、 $R_{(j,k)}$ と $Q_{(j,k)}$ の総和は等しい。このため、 $R_{(j,k)}$ が小さくなると、 $Q_{(j,k)}$ も小さくなり、結果的に $\lambda_{o(j,k)}$ も小さくなる。また、完全かみあい部における $\alpha_{(j,k)}$ ならびに $f_{(j,k)}$ は、一定として計算を行ったが、 $r_{p(j)}$ が大きくなる程、ベルト歯にかかる荷重の位置が歯先に移行し、 $f_{(j,k)}$ が増加したことと同様の状態が生じるので、図 2・13 における $\lambda_{o(j,k)}$ は、実際にはもう少し大きくなるものと考えられる。

歯番号 $(j, 2)$ から $(j, 3)$ の間が不完全かみあい部分であるが、 $r_{p(j)}$ ならびに r_b が大

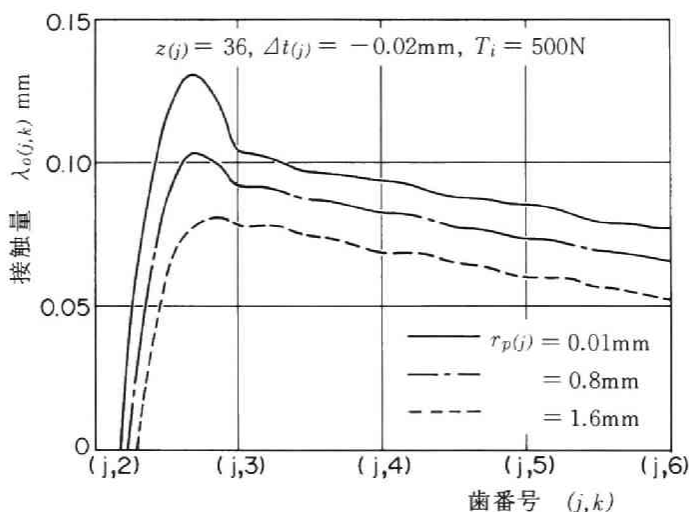


図 2・13 接触量に及ぼすベルト車歯先まるみの影響

きくなる程，不完全かみあい過程は短く，また，そこでの最大接触量も小さくなっており，ベルトの寿命に対しては，良い結果を与えることが予想される。しかしながら， $r_{p(j)}$ ならびに r_b が1.6mmの場合，歯形状はほぼ円弧状態となり，両歯の寸法からこれより大きくとることはできず，また，接触量が大きくなると，かみあい始めにおいてベルト歯がベルト車の歯先上に乗り上がるような現象も生じるため，両者の歯先まるみ半径は，1.6mmが限度であろう。

図2・15に，かみあい始めの不完全かみあい部における接触量 $\lambda_{o(j,k)}$ ならびにベルト歯にかかる荷重 $Q_{(j,k)}$ に及ぼす圧力角 α の影響を示す。図2・15(a)が $\lambda_{o(j,k)}$ ，(b)が $Q_{(j,k)}$ の場合を示す。 α のとり方は，ベルト車歯先部の歯厚を一定とし，ベルトとベルト車の α は，常に同一であるとして計算している。すなわち， α が小さいとき，ベルト歯ならびにベルト車歯は長方形に近く， α が大きくなるにしたがい，ベルト歯先部の歯厚が薄く，ベルト車歯元部の歯厚が厚くなる。また， $f_{(j,k)}$ は， r_b の場合と同様に一定とした。

図2・15(a)より明らかなように， α が0.0002radあるいは0.1745radのように小さい場合，歯番号 $(j,2)$ の手前から不完全かみあい部における接触が始まり，最大接触量は $(j,2)$ から $(j,3)$ 歯の間で生じている。 α が大きくなるにしたがって，接触が始まる位置は，完全かみあいの位置の $(j,3)$ 歯めに近づき，最大接触量が小さくなると

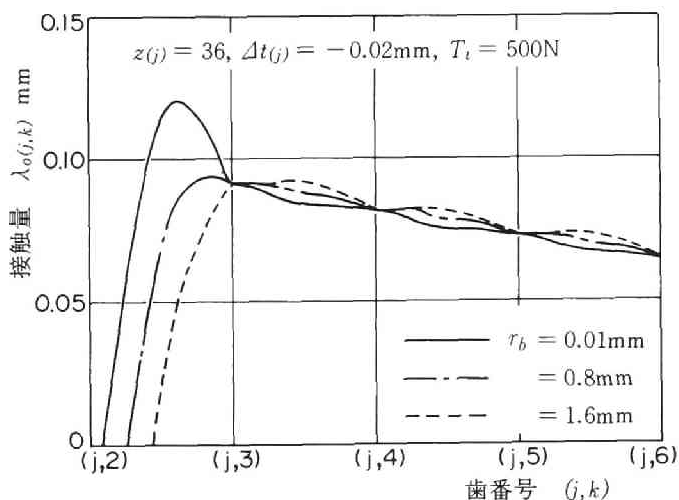
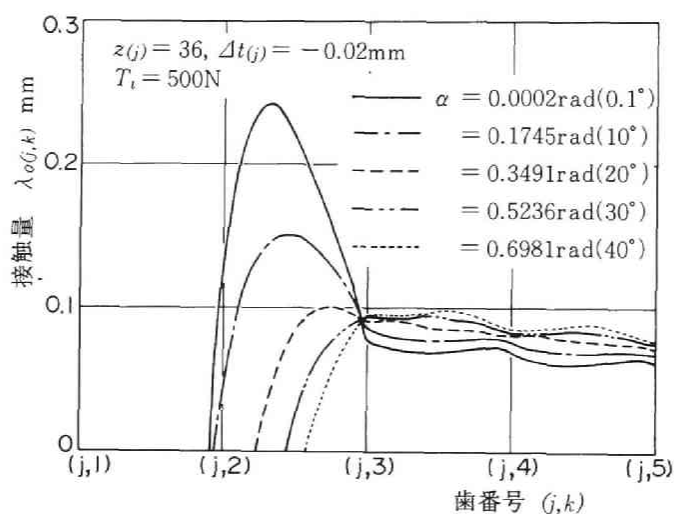
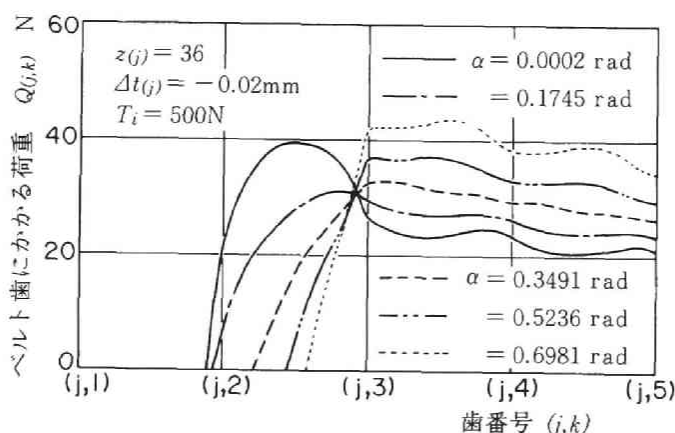


図2・14 接触量に及ぼすベルト歯先まるみの影響

ともに、その量も $(j, 3)$ 歯めに近づく。不完全かみあい部における接触量が少ない程、すなわち、 α が大きい程、歯付ベルトの寿命の点からは有利であると推測される。しかしながら、図 2・15(b) に示すように、 α が大きくなる程、 $Q_{(j,k)}$ は小さくなり有利であるとは一概に言えない。逆に $(j, 3)$ 歯めにおける $Q_{(j,3)}$ は、 α が大きい程、大きくなっている。これは、式 (2・23) より、 $Q_{(j,k)}$ は荷重作用方向 $\alpha_{(j,k)}$ の影響を受けるためである。したがって、 $\lambda_{o(j,k)}$ と $Q_{(j,k)}$ の両者を考慮に入れると、 α は 0.35 rad から 0.52 rad 程度の範囲が適当であろう。



(a) 接触量に及ぼす圧力角の影響



(b) ベルト歯にかかる荷重に及ぼす圧力角の影響

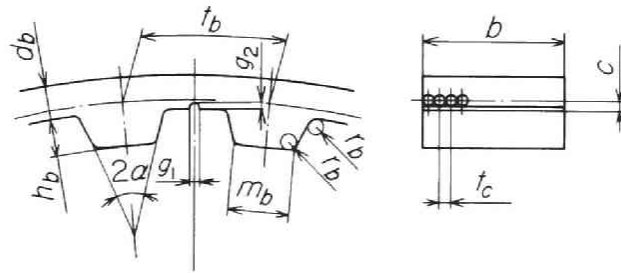
図 2・15 不完全かみあい部における圧力角の影響

2・4 実験結果と計算結果の比較検討

本節では、2・2節で述べた解析方法の有効性を確認するために、実験装置を試作し、ベルト車歯にかかる円周方向の荷重分担とベルトの張力分布について実験を行い、計算結果と比較検討した結果について述べる。

2・4・1 実験に使用した歯付ベルトとベルト車

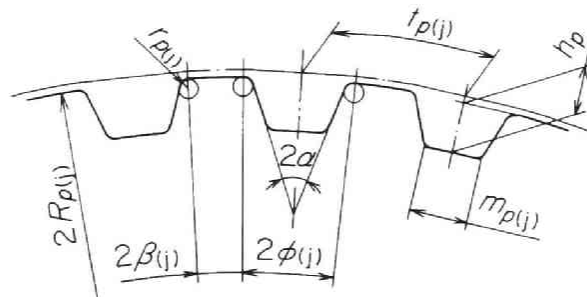
図2・16に、歯付ベルトとベルト車の形状と寸法を示す。図2・16(a)のベルトは、市



単位：mm(rad)

ベルト材質	t_b	d_b	h_b	m_b	τ_b	g_1	g_2	b	c	t_c	2α rad
クロップレンゴム	9.525	1.7	1.9	3.25	0.5	0.0	0.0	19.0	0.45	0.75	0.698
ポリウレタン	9.525	1.4	1.9	3.25	0.5	0.75	0.28	19.0	0.48	1.0	0.698

(a) ベルトの形状と寸法



単位：mm(rad)

使用ベルト	$z(j)$	$t_{p(j)}$	$2R_{p(j)}$	$\tau_{p(j)}$	h_p	$m_{p(j)}$	2α rad	$2\phi(j)$ rad	$2\beta(j)$ rad
クロップレンゴムベルト	36	9.541	108.44	0.85	2.68	3.01	0.698	0.1149	0.0596
ポリウレタンベルト	36	9.543	108.44	0.85	2.68	3.01	0.698	0.1149	0.0596

(b) ベルト車の形状と寸法

図2・16 実験に使用したベルトとベルト車の形状と寸法

販されている形式 300 L 075 (歯数 80, 歯幅 19 mm) で, 抗張体にガラスロープ〔ECG 150 (3/3)〕を使用し, ベルト内周にはナイロン帆布がはられたクロロプレンゴムベルトと, 抗張体にワイヤロープ (素線径 0.12 mm, 3×3 より) を使用したポリウレタンベルトの 2 種類である。

図 2・16(b) のベルト車は, 材料が SS 41 で, 実験には駆動および従動側とも歯数 36 のものを用いた。このベルト車と前述のベルトを組合せた場合, バックラッシュは設計上 0.36 mm, 軸間距離は約 210 mm, ピッチ差は計算上でクロロプレンゴムベルトのとき -0.016 mm, ポリウレタンベルトのとき -0.018 mm である。

2・4・2 実験装置と実験方法

図 2・17 に, 実験装置の概略と測定装置のブロック線図を示す。本装置は, 0.4 kW 三相電動機①とウォーム減速機により, ベルト車③を回転数 0.95s^{-1} 一定にて回転さ

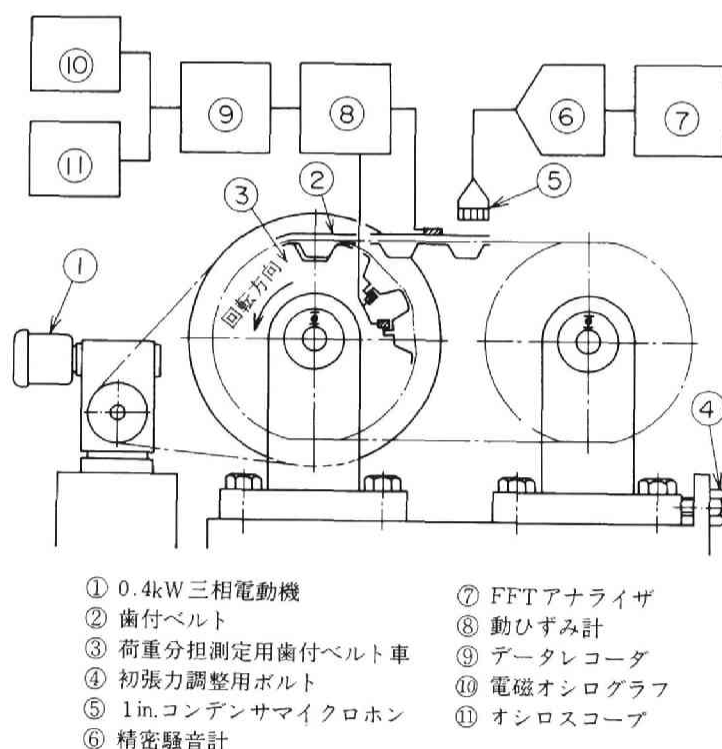


図 2・17 実験装置の概略と測定装置のブロック線図

せる。このとき、駆動部の振動による影響を少なくするために、実験装置本体と駆動部は切り離した。また、駆動と従動軸は、ともに精密級ラジアル玉軸受で支持した。ベルトの初張力は、駆動側の軸受台を固定し、従動側の軸受台を初張力調整用ボルト④で水平に移動させることにより、任意に設定できる。

初張力の測定は、ベルト歯とベルト車歯のかみあい状態が安定するまで駆動軸を回転させたのち行った。初張力は、ベルトを軽く打撃したときの減衰音を、コンデンサマイクロホン⑤より精密騒音計⑥で測定し、FFTアナライザ⑦で周波数分析して一次モード横振動固有振動数を求め、この振動数とあらかじめ校正しておいた張力-固有振動数曲線より求めた。荷重分担とベルト張力分布の測定は、動ひずみ計⑧よりデータレコーダ⑨に記録したのち、波形を電磁オシログラフ⑩に描かせることにより行った。

荷重分担は、ベルトで測定することが困難であるため、ベルト車の方で測定した。荷重分担測定用のベルト車歯は、図2・17の③に示すように、任意の一歯の両歯みぞに幅1mm、深さ10mmのスリットを歯すじ方向に入れてたわみやすくした。荷重分担は、この歯の両側面にひずみゲージをそれぞれ2枚計4枚はりつけ、その一歯が回転中に受けるひずみ量から求めた。このひずみ量は、歯面荷重の円周方向成分と、ベルト車歯先部とベルト歯底部間の摩擦力との和である。また、ベルト車歯にスリットを入れたことによる他の歯への荷重分担の影響は、スリットを入れた歯のひずみ量がベルト歯のひずみ量に比較して非常に小さく、無視できる程度であった。

ベルトの張力分布は、図2・18に示すように、ベルト背面にひずみゲージをはりつけて測定した。ひずみゲージ(ゲージ長3mm)は、荷重分担を測定するベルト車歯上

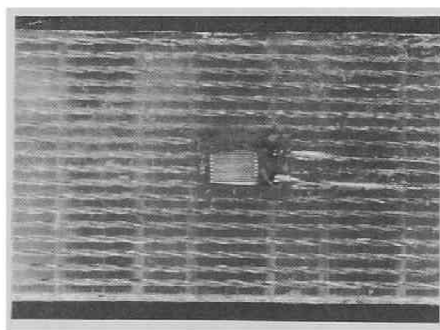


図2・18 張力分布測定用ベルト

のベルト歯底部背面の中央に1枚はった。張力分布は、このベルト背面がベルト車回転中に変化するひずみ量から求めた。

2・4・3 荷重分担とベルト張力分布の実験結果ならびに計算結果

表2・2に、数値計算に用いたクロロプレンゴムベルトとポリウレタンベルトの数値を示す。 SE , $f_{(j,k)}$ ならびに μ の値は、実験的に得られたものであり⁽⁴⁸⁾, $f_{(j,k)}$ は完全かみあい状態での値である。

図2・19ならびに図2・20に、荷重分担とベルト張力分布の実験結果および計算結果を示す。図2・19がクロロプレンゴムベルト、図2・20がポリウレタンベルトの場合である。横軸に歯番号(j, k)を、たて軸にベルト車歯にかかる円周方向荷重 $F_{(j,k)}$ とベルト張力 $T_{(j,k)}$ を示す。また、図中の実線は $F_{(j,k)}$ および $T_{(j,k)}$ の実験結果を、破線は計算結果を示す。

伝達力が作用する場合の荷重分担実験は、駆動側と従動側とで結果が異なったが⁽²²⁾, 初張力のみが作用している場合、軸受摩擦、慣性力などを無視すると、駆動側と従動側の区別は理論的には存在せず、実験においても両側とも荷重分担はほぼ等しいことが確かめられた。

実験結果において、 $T_{(j,k)}$ が $F_{(j,k)}$ に比較して巻きつけ角が少ないような結果になっているのは、ベルト歯底部背面にはったひずみゲージのバランスの取れる位置がベルト車の歯番号($j, 4$)から($j, 21$)までの歯先部上であることによる。

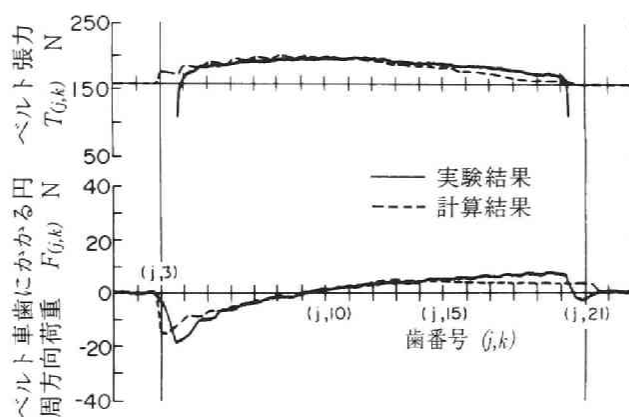
図2・19および図2・20の実験結果と計算結果を比較すると、図2・20(a)を除いて、両者はほぼ一致している。とくに、歯番号($j, 2$)から($j, 3$)と、($j, 21$)から($j, 22$)の間の不完全かみあい部における $F_{(j,k)}$ の挙動や、完全にかみあっている部分における $F_{(j,k)}$ ならびに $T_{(j,k)}$ の実験結果は、計算結果とほぼ等しくなっている。このことより、2・

表 2・2 クロロプレンゴムベルトとポリウレタンベルトの数値

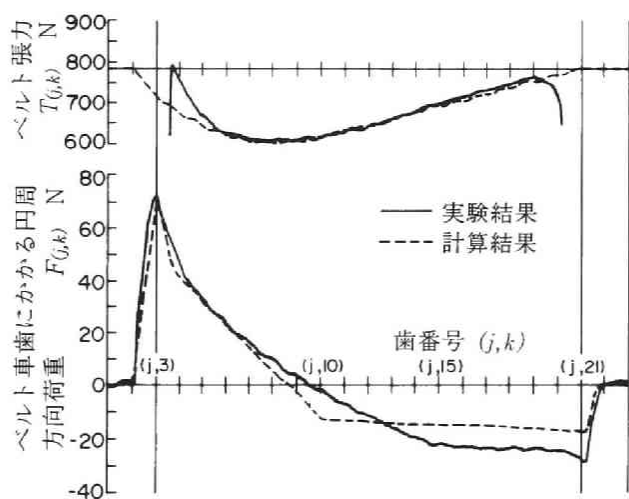
係数 ベルトの種類	$\Delta l(j)$ mm	$b l(j)$ mm	SE kN	$f_{(j,k)}$ $\mu\text{m/N}$	μ
クロロプレンゴムベルト	-0.016	0.36	147	2.55	0.35
ポリウレタンベルト	-0.018	0.36	265	1.83	0.65

2節で述べた解析方法は妥当であると言える。

しかし、図2・20(a)の場合、傾向は合っているが、実験結果と計算結果に多少の差異がみられる。これは、初張力が比較的小さい場合、かみあい始めにおいてベルトの曲げ剛性ならびに干渉により、ベルト歯が張力によってベルト車歯の半径方向に押し込まれる力よりも、両歯面間の摩擦力の方が大きく、ベルト歯がベルト車歯に乗り上



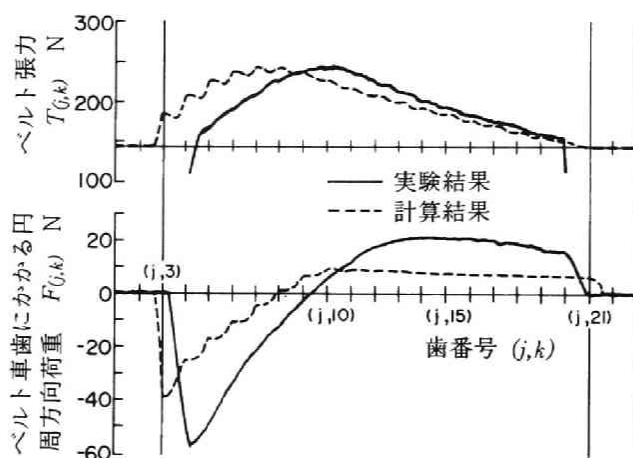
(a) $T_i = 156\text{N}$ の場合



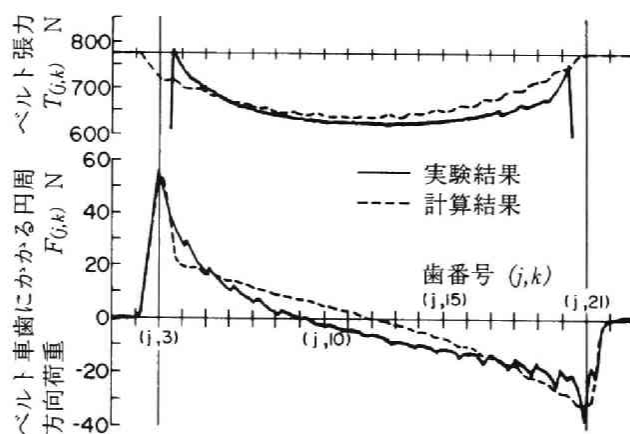
(b) $T_i = 780\text{N}$ の場合

図2・19 クロロプレンゴムベルトの実験結果と計算結果

がった状態となり、解析の仮定と異なることによる。この乗り上げのため、実験結果は計算結果よりも遅れてかみあいが始まる。また、かみあい始めにおいて、実験結果の $F_{(j,k)}$ の方が計算結果のそれよりも大きくなっているのは、乗り上げにより、実際上ピッチ差が負の方向に大きくなるとともにかみあい点がベルト車歯先部に移動して、測定用ベルト車歯の曲げモーメントが増加したためと考えられる。



(a) $T_i = 142 \text{ N}$ の場合



(b) $T_i = 770 \text{ N}$ の場合

図 2・20 ポリウレタンベルトの実験結果と計算結果

なお、図 2・19(a)も初張力は小さいが、図 2・20(a)ほど実験結果と計算結果に差異はない。これはクロップレンゴムベルトとポリウレタンベルトを比較すると、前者の方が干渉量ならびに表 2・2 に示す μ が小さく、乗り上げ現象が後者ほど顕著ではなかったためと考えられる。

2・5 結 言

歯付ベルト伝動装置に初張力のみが作用している場合、ピッチ差、不完全かみあい部ならびにベルトとベルト車の歯先まるみを考慮した連続的なベルト歯の荷重分担を理論解析し、各種係数が荷重分担に及ぼす影響について数値計算を行うとともに、ベルト車歯にかかる円周方向の荷重分担とベルトの張力分布について実験を行い、計算結果と比較検討した結果、以下の結論を得た。

(1) 各種係数は、荷重分担に大きな影響を及ぼすが、歯付ベルトの寿命の点から言えば、初張力、ピッチ差およびベルトの伸びに関する係数は、かみあい始めならびにかみあい終わりの接触量が急激に変化する付近に選定し、摩擦係数はできるだけ小さくするのが望ましい。

(2) ベルトとベルト車の歯先まるみ半径ならびに圧力角は、不完全かみあい過程の接触量に大きく影響する。ベルトとベルト車の歯先まるみ半径は、でき得る限り大きくとる方が、不完全かみあい部での接触過程は短く、また、そこでの最大接触量も小さくなるため、歯付ベルトの寿命の点からは有利である。また、圧力角は、接触量と歯面荷重の両者から考えると、0.35 rad から 0.52 rad 程度の範囲が妥当であろう。

(3) ベルトの荷重分担と張力分布の実験結果ならびに計算結果を比較したところ、両者はほぼ一致しており、本解析方法の有効性が確認された。また、ベルト歯とベルト車歯の接触する方向が異なるそれぞれの初張力領域における荷重分担ならびに張力分布の傾向は、まったく異なることがわかった。

第3章 正回転時における回転伝達誤差の理論解析⁽⁴⁹⁾

3・1 緒 言

歯付ベルトの最大の特長の一つは、正確な回転伝達が行える点であるとされている。このことより、歯付ベルト伝動装置は、第1章で例示したような同期性あるいは位置ぎめなどを必要とする部分に使用される場合が非常に多く、また、それだけ回転伝達精度に関しての問題が多発するようになってきた。しかしながら、歯付ベルト伝動装置の駆動ベルト車回転にともなう従動ベルト車の回転伝達誤差の発生機構とその誤差量などについての研究は、ほとんどなされておらず、Firbank⁽⁴⁴⁾が、ベルトに弾性変形は生じないものとして、ベルト車の多角形作用のみを考慮した回転むらについて報告している程度である。歯付ベルト伝動装置の回転伝達誤差は、ベルト歯が高分子材料であり、また、抗張体にはガラスロープあるいはワイヤーロープ、最近では、デュポン社が開発した「ケブラー」などが使用されているため、ベルトの弾性変形による影響を無視することはできないが、ベルトの弾性変形を考慮した回転伝達誤差に関する報告は、いまだ見あたらない。

本章では、歯付ベルト伝動装置に初張力のみが作用している場合、駆動ベルト車を一方方向に回転させ、ベルト歯とベルト車歯のかみあい安定した状態、すなわち、正回転時から歯付ベルト伝動装置が静的に回転したとき、ベルトの弾性変形ならびにベルト車の多角形作用を考慮した回転伝達誤差について理論解析を行い、初張力、位相角、ピッチ差ならびにベルト材質などが回転伝達誤差に及ぼす影響について、数値計算結果より検討を加える。

3・2 理 論 解 析

3・2・1 回転伝達誤差の発生機構

歯付ベルト伝動装置の回転伝達誤差は、駆動ベルト車がある角度だけ回転したときベルトがどの程度その回転に応じて移動し、従動ベルト車を回転させ得るかで決定される。このことより、ベルト車回転にともなうかみあい始めならびにかみあい終わり時のベルト歯とベルト車歯の接触状態の変化は、回転伝達誤差に大きく影響するものと思われる。この接触状態は、第2章の不完全かみあい部を考慮した連続的な荷重分

担の計算および実験結果より明らかなように、ベルト車の1ピッチを周期として変動する。また、ベルトのかみあい運動は、ベルト歯がベルト車歯みぞ部にかみあう部分では直線のピッチ線、ベルト歯底部がベルト車歯先に接触する部分では円弧状のピッチ線が交互に連続して行われるものと仮定すると、直線部分による多角形作用によりベルト車の直線と円弧状の1ピッチを周期としてベルトの移動量は変動する。これらの挙動により、回転伝達誤差も同様に静的領域においては、ベルトとベルト車の製作誤差、取付け誤差等を考えない場合、ベルト車の1ピッチを周期として発生するものと考えられる。

ベルトの弾性変形ならびにベルト車の多角形作用による初張力作用時の回転伝達誤差の発生機構は、以下のように考える。まず、ある初張力に設定された歯付ベルト伝動装置の駆動ならびに従動ベルト車が、1ピッチ以内の範囲で同じだけ回転したとする。このとき、弾性変形ならびに多角形作用により、各ベルト車のかみあい始めおよびかみあい終わり時のベルト歯とベルト車歯の接触量は、ベルト車回転前と比較して変化する。今、ベルト車回転によってベルト1周のピッチ線の長さが変化しないと仮定すると、接触状態の変化により、当初設定した初張力が変化し、張り側ならびゆるみ側張力が生じることになる。装置は静的に回転し、軸受摩擦ならびに慣性力などを無視し、駆動ベルト車が定速回転しているとすると、生じた張力差をなくすために、従動ベルト車の回転角が進むかまたは遅れることにより、ある新たな初張力になろうとする。この挙動が回転伝達誤差となって現れるものとする。

以上のことにより、歯付ベルト伝動装置の回転伝達誤差は、ベルト車が1ピッチだけ回転したときの荷重分担ならびに多角形作用によるベルトの動きを知ることにより求めることができる。

まず、ベルト車の回転角ならびに位相角の定義について述べる。

3・2・2 ベルト車回転角と位相角の定義

図3・1は、駆動ならびに従動ベルト車と歯付ベルトのかみあい状態を示したものである。破線は、ベルト車が回転したとき、かみあい始めおよびかみあい終わりにおいて、ベルト歯とベルト車歯が完全なかみあい状態になる、または終える時点でのベルト車歯みぞ部の位置を示したものである。1ピッチ間におけるベルト車の回転角 $\theta_{(j)}$

は、ベルト車の中心を $O_{(j)}$ とすると、 $O_{(j)}$ と破線で示すベルト車歯みぞ部中心を結んだ線より $\phi_{(j)}$ だけ時計方向に移動した位置を基準位置として考える。この基準位置より、ベルト車の歯が反時計方向にかみあい始めにおいて $\rho_{pb(j)}$ 、かみ終わりににおいて $\rho_{pe(j)}$ なる角度だけ進んだ位置にある場合、これら $\rho_{pb(j)}$ 、 $\rho_{pe(j)}$ をベルト車の位相角と呼ぶことにする。ここで、それぞれの位相角は、 $\rho_{pb(1)}=0$ とした場合に生じる角度である。今、 $\rho_{pb(j)}$ が既知のとき $\rho_{pe(j)}$ は、次式によって表される。

$$\rho_{pe(j)} = \rho_{pb(j)} + \frac{2\pi}{z_{(j)}} n_{z(j)} - \Omega_{(j)} \quad (3 \cdot 1)$$

ここで、 $n_{z(j)}$ は、ベルト車に完全に巻きつくベルト歯数とする。また、 $\rho_{pe(j)} > 2\pi/z_{(j)}$ のときは、 $\rho_{pe(j)}$ より $2\pi/z_{(j)}$ だけ差し引くものとする。

$\theta_{(j)}$ は、図の実線で示すかみあい始めのベルト車歯の位置を $\theta_{(j)}=0$ とし、かみあい始め位相角 $\rho_{pb(j)}$ から反時計方向に測るものとする。

ベルト歯とベルト車歯の歯番号の付け方は、 $2 \cdot 2 \cdot 1$ 項で述べた通りである。すなわち、歯番号は (j, k) で表し、駆動側ならびに従動側ともかみあい始めから $k=1, 2, \dots$ と付す。図 3・1 に示すかみあい始めの状態において、初張力が作用してベルトが弾性変形を起こし、干渉が生じるであろう一つ手前の歯番号を $(1, 1)$ 、 $(2, 1)$ とし、かみあい終わりににおいて同様に干渉が生じるであろう歯番号を $(1, n)$ 、 $(2, n)$ とする。

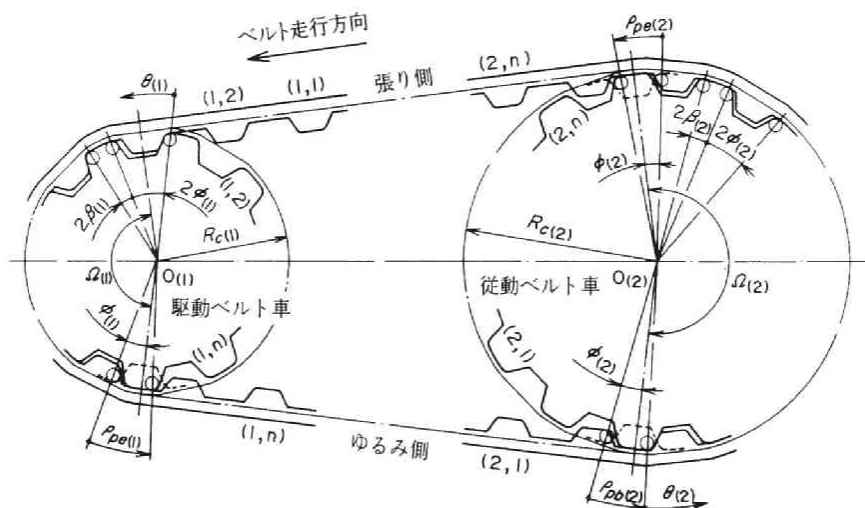


図 3・1 $\theta_{(1)}=0$ におけるベルトとベルト車のかみあい状態

また、便宜上図3・1におけるベルトの上側を張り側、下側をゆるみ側と呼ぶことにする。

次に、回転伝達誤差を求めるために必要なベルト車回転にともなうベルト接触量の変化は、ベルトの弾性変形とベルト車の多角形作用とに分けて考える。

3・2・3 弾性変形によるベルト接触量の変化

ベルト車回転前のベルト歯とベルト車歯の接触状態から、ベルト車が任意の角度 $\theta_{(j)}$ だけ回転したときのベルト接触量の変化は、2・2節で述べた荷重分担の解析結果を用いて求めることができる。まず、ベルト接触量を求めるために、不完全かみあい部分のベルト歯とベルト車歯の接触状態を、次のように考える。

図3・2に、 $\theta_{(j)} = 0$ におけるかみあい始めの不完全かみあい部でのベルト歯とベルト車歯のかみあい状態を示す。今、図の実線で示すベルト歯が、破線のように変形してベルト車歯と干渉を起こしたとする。このとき、干渉部分におけるベルト車上のピッチ線をベルト上のピッチ線に移行させたとき、ベルト車歯が一点鎖線で示す位置になったとする。このようにしたことによる走行方向と反対側のすきま $C_{(j,k)}$ は、式(2・4)で求めた $C_{o(j,a+1)}$ を用いて、次式で表される。

$$C_{(j,k)} = \left\{ C_{o(j,a+1)} - \Delta t_{(j)} \right\} (a - k + 1) \quad \text{ただし、} k=1, 2, \dots, a \quad (3 \cdot 2)$$

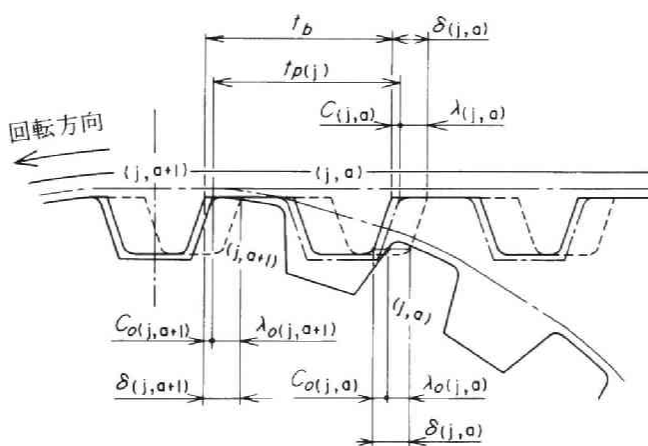


図3・2 不完全かみあい部分のかみあいモデル($\theta_{(j)} = 0$)

ここで、かみあい終わりの $C_{(j,k)}$ は、かみあい終わり時の完全かみあい部でのすきまを考慮して求めることができる。また、 $k = a + 1 \sim n - 1$ の $C_{(j,k)}$ は、式(2・4)の $C_{0(j,k)}$ を用いるものとする。

図3・3に、ベルト車の回転前と回転中のベルト歯とベルト車歯のかみあいモデルを示す。ここで、図3・3(a)は $\theta_{(j)} = 0$ の接触状態を示し、図3・3(b)はその状態から $\theta_{(j)}$ だけベルト車が回転したときのそれを示す。図3・3(a)における実線のベルト歯は、ベルトをベルト車に軽く巻きつけたときの接触状態である。この状態から初張力が作用し、ベルト歯の位置が破線のようになったとすると、ベルト車回転前のベルト歯とベルト車歯の接触量 $\lambda_{(j,k)}$ は、式(3・2)を用いて、次式で表される。

$$\left. \begin{aligned} \lambda_{(j,k)} &= \delta_{(j,k)} - C_{(j,k)} \\ \text{ただし、} \quad k &= 1, 2, \dots, n \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3 \cdot 3)$$

次に、図3・3(b)に示すように、 $\theta_{(j)} = 0$ の状態から、ベルト車が $\theta_{(j)}$ だけ回転したときのピッチ線上でのベルト車の移動量を $x_{p(j)}$ とすると、 $x_{p(j)}$ は次式で表わされるものとする。

$$x_{p(j)} = \frac{t_{p(j)} z_{(j)}}{2\pi} \theta_{(j)} \dots\dots\dots (3 \cdot 4)$$

ベルト車が $x_{p(j)}$ だけ移動したことによるベルト歯とベルト車歯の接触量 $\lambda_{e(j,k+1)}$ は、

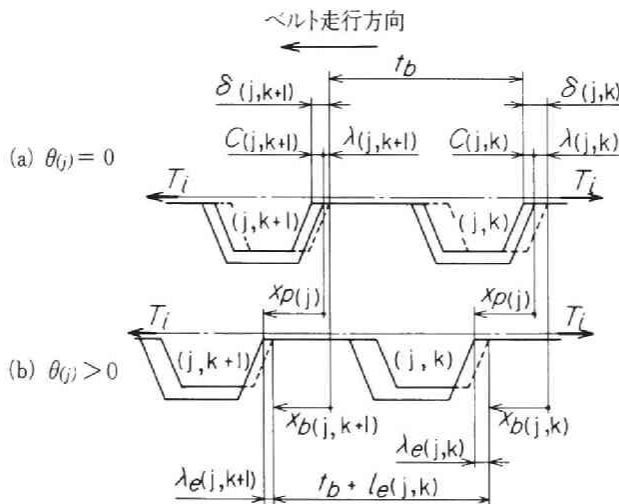


図3・3 ベルト車回転によるかみあいモデル

次式で表される。

$$\left. \begin{aligned} \lambda_{e(j,k+1)} &= x_{p(j)} - x_{b(j,k)} + \lambda_{(j,k)} - \Delta l_{(j)} - l_{e(j,k)} \\ \text{ただし, } k &= 1, 2, \dots, n-1 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3.5)$$

ここで、 $l_{e(j,k)}$ は、 $\theta_{(j)}$ だけベルト車が回転したときのベルト 1 ピッチの弾性変形量で、式(2.19)の $\Delta s_{(j,k)}$ と式(2.20)の $\Delta l_{(j,k)}$ の和として求めることができる。また、 $x_{b(j,k)}$ は、 $\theta_{(j)}=0$ の位置から任意の角度 $\theta_{(j)}$ だけベルト車が回転したことによるベルト歯の移動量であり、次式のように表される。

$$\left. \begin{aligned} x_{b(j,k)} &= x_{p(j)} + \lambda_{(j,k)} - \lambda_{e(j,k)} \\ \text{ただし, } k &= 1, 2, \dots, n \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3.6)$$

3.2.4 ベルト車の多角形作用によるベルトの移動量

図3.4に、位相角 $\rho_{pb(j)}$ の範囲が $0 < \rho_{pb(j)} < \phi_{(j)}$ の場合におけるかみあい始めのベルト車の多角形作用によるピッチ線の動きを示す。ベルト移動量は、 $\rho_{pb(j)} > 0$ のとき、ベルト車の2ピッチ間で考える必要がある。このため、 $\theta'_{(j)} = \theta_{(j)} + \rho_{pb(j)} - p_z$ とすると、図3.4の(a)から(d)は、 $\theta'_{(j)}$ の範囲におけるベルトとベルト車のピッチ線の動きである。ただし、 $\theta_{(j)} + \rho_{pb(j)} < 2\pi/z_{(j)}$ のとき $p_z = 0$ 、不等号が逆のとき $p_z = 2\pi/z_{(j)}$ とする。また、それぞれの図において、太い破線は、図3.1で示した $\theta_{(j)}=0$ におけるピッチ線の位置を示し、太い一点鎖線は、この位置から $\theta_{(j)}$ だけベルト車が回転した状態を示している。

今、ベルト車が $\theta_{(j)}$ だけ回転したときのかみあい始めならびにかみあい終わりの多角形作用によるベルトの水平方向の移動量を $x_{bb(j)}$ 、 $x_{be(j)}$ とする。ここで、水平方向とは、駆動ならびに従動ベルト車のピッチ円の共通接線と平行な方向を言う。ただし、この場合、両ベルト車間の軸間距離は、ベルト車ピッチに比較して十分大であり、ベルトに弾性変形は生じないものとする。

かみあい始めのベルト移動量 $x_{bb(j)}$ は、 $\theta'_{(j)}$ の範囲によって、図3.4を参照して、次式で表される。

$$\left. \begin{aligned} \text{(i) } 0 < \theta'_{(j)} \leq \phi_{(j)} \text{ の場合} \\ x_{bb(j)} &= R_{r(j)} \{ \sin(\phi_{(j)} - P_1) - \sin(\phi_{(j)} + p_z - \theta_{(j)} - \rho_{pb(j)}) \} \\ &\quad + r_{c(j)} (\theta_{(j)} + P_2 - p_z) + X_1 \end{aligned} \right\}$$

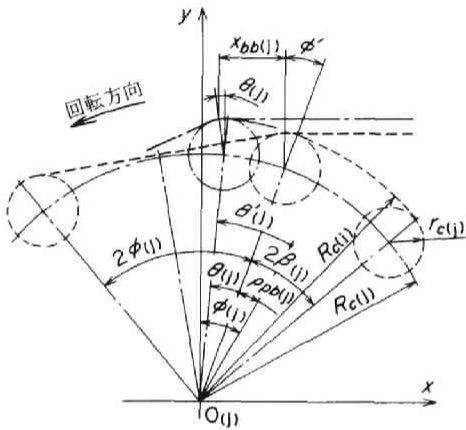
(ii) $\phi_{(j)} < \theta'_{(j)} \leq r_{(j)}$ の場合

$$x_{bb(j)} = R_{c(j)} (\theta_{(j)} + \rho_{pb(j)} - \phi_{(j)} - p_z - P_3) + X_2$$

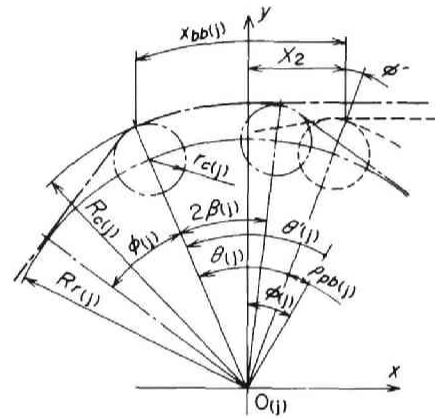
(iii) $r_{(j)} < \theta'_{(j)} \leq 2\pi/z_{(j)}$ の場合

$$x_{bb(j)} = R_{r(j)} \{ \sin(\theta_{(j)} + \rho_{pb(j)} - r_{(j)} - p_z) - \sin P_4 \} \\ + r_{c(j)} (\theta_{(j)} + P_5 - p_z) + X_3$$

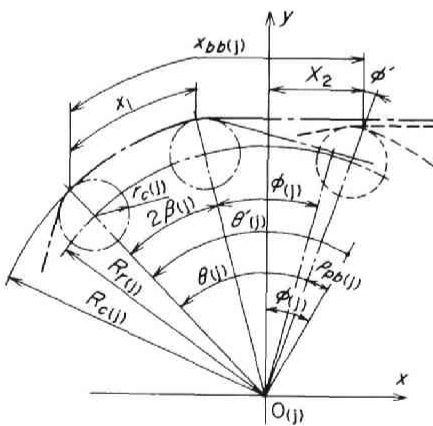
} (3.7)



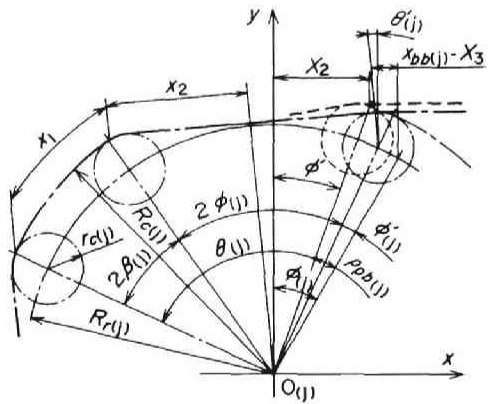
(a) $\rho_{pb(j)} < \theta'_{(j)} < \phi_{(j)}$ のとき



(b) $\phi_{(j)} < \theta'_{(j)} < r_{(j)}$ のとき



(c) $r_{(j)} < \theta'_{(j)} < 2\pi/z_{(j)}$ のとき



(d) $0 < \theta'_{(j)} < \rho_{pb(j)}$ のとき

図 3.4 多角形作用によるピッチ線の動き ($0 < \rho_{pb(j)} < \phi_{(j)}$ の場合)

ここで、 X_a ($a=1, 2, 3$) は、 $\theta_{(j)}=0$ の状態から、ベルトとベルト車のかみあい直線から円弧状、またはその逆に移行するときのかみあい移行点までのベルトの水平移動量の累積値を表す。すなわち、図 3・4 において、 $\theta'_{(j)}$ がそれぞれ $\phi_{(j)}$, $r_{(j)}$, $2\pi/z_{(j)}$ となる角度がかみあい移行点であり、 $x_{bb(j)}-X_a$ の値が一つのかみあい移行点からベルトが移動した長さである。式 (3・7) における X_a, P_b ($b=1, 2, \dots, 5$) は、 $\rho_{pb(j)}$ の範囲によって定まる値であり、次式で表される。

$$\left. \begin{array}{l}
 \text{(I)} \quad 0 < \rho_{pb(j)} \leq \phi_{(j)} \text{ の場合} \\
 \quad P_1 = \rho_{pb(j)}, \quad P_2 = P_3 = P_4 = 0, \quad P_5 = r' \\
 \quad X_1 = 0, \quad X_2 = R_{r(j)} \sin \phi' + r_{c(j)} \phi', \quad X_3 = X_2 + x_1 \\
 \text{(II)} \quad \phi_{(j)} < \rho_{pb(j)} \leq r_{(j)} \text{ の場合} \\
 \quad P_1 = P_4 = 0, \quad P_2 = \rho_{pb(j)}, \quad P_3 = -\phi', \quad P_5 = r' \\
 \quad X_2 = 0, \quad X_3 = -R_{c(j)} r', \quad X_1 = X_3 + x_2 \\
 \text{(III)} \quad r_{(j)} < \rho_{pb(j)} \leq 2\pi/z_{(j)} \text{ の場合} \\
 \quad P_1 = P_3 = P_5 = 0, \quad P_2 = \rho_{pb(j)}, \quad P_4 = r' \\
 \quad X_3 = 0, \quad X_1 = x_2 - R_{r(j)} \sin r' - r_{c(j)} r', \quad X_2 = X_1 + x_2 \\
 \quad \text{ただし, } \phi' = \phi_{(j)} - \rho_{pb(j)}, \quad r' = \rho_{pb(j)} - r_{(j)} \\
 \quad X_1 = 2 R_{c(j)} \beta_{(j)}, \quad x_2 = R_{r(j)} \sin \phi_{(j)} + r_{c(j)} \phi_{(j)}
 \end{array} \right\} \dots\dots\dots (3 \cdot 8)$$

ベルト車が 1 ピッチ回転する間における $x_{bb(j)}$ の計算は、 $0 < \rho_{pb(j)} \leq \phi_{(j)}$ のとき式 (3・7) の (i)→(ii)→(iii)→(i), $\phi_{(j)} < \rho_{pb(j)} \leq r_{(j)}$ のとき (ii)→(iii)→(i)→(ii), $r_{(j)} < \rho_{pb(j)} \leq 2\pi/z_{(j)}$ のとき (iii)→(i)→(ii)→(iii) の順序で求めることができる。ただし、この計算順序の第四番めに用いる式 (3・7) の X_a, P_b は、 $\rho_{pb(j)}$ の範囲によって、次式を代入し、その他の X_a ならびに P_b は、式 (3・8) を代入するものとする。

$$\left. \begin{array}{l}
 \text{(I)} \quad 0 < \rho_{pb(j)} \leq \phi_{(j)} \text{ の場合} \\
 \quad P_1 = 0, \quad P_2 = \rho_{pb(j)}, \quad X_1 = X_3 + x_2 \\
 \text{(II)} \quad \phi_{(j)} < \rho_{pb(j)} \leq r_{(j)} \text{ の場合} \\
 \quad P_3 = 0, \quad X_2 = X_1 + x_2 \\
 \text{(III)} \quad r_{(j)} < \rho_{pb(j)} \leq 2\pi/z_{(j)} \text{ の場合} \\
 \quad P_4 = 0, \quad P_5 = r', \quad X_3 = X_2 + x_1
 \end{array} \right\} \dots\dots\dots (3 \cdot 8)'$$

かみあい終わりのベルトの移動量 $x_{be(j)}$ は、式 (3・7), (3・8), (3・8)' において、

$\rho_{pb(j)}$ を $\rho_{pe(j)}$ と置き換えて求めることができる。

3・2・5 ベルト車回転にともなう張力変化とそれによる従動ベルト車の動き

ベルト車の回転にともなうかみあい始めならびにかみあい終わりのベルト移動量は、3・2・1項で述べたように、ベルトの弾性変形およびベルト車の多角形作用によって変動する。本項では、まず、接触量の変化によって生じた張り側ならびにゆるみ側張力を求め、次に、これらの張力変化によって、ある新たな初張力になるための従動ベルト車の動き、すなわち、回転伝達誤差量について述べる。

図3・5は、ベルト1周分の駆動側ならびに従動側のかみあい始めおよびかみあい終わりのベルト歯とベルト車歯の接触状態を直線的に示したものである。図3・5(a)は、 $\theta_{(j)}=0$ の接触状態であり、(b)は、その状態から $\theta_{(j)}$ だけベルト車が回転したときの多角形作用のみによるベルトの移動量を示す。また、図3・5(c)は、(b)のベルト移動量にベルトの弾性変形が加わったときの接触状態を示したものである。

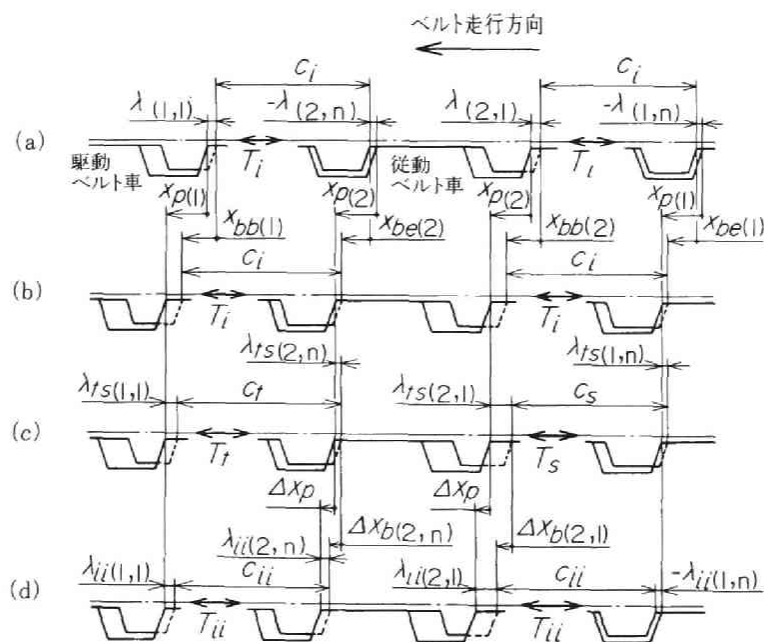


図3・5 ベルト1周のかみあい状態

今、駆動ベルト車の回転に応じて従動ベルト車が回転したとすると、張り側張力 T_t 、ゆるみ側張力 T_s は、図3・5(a)~(c)より、式(3・9)で表される。

$$\left. \begin{aligned} T_t &= SE \{ \lambda_{(1,1)} - \lambda_{(2,n)} - \lambda_{ts(1,1)} + \lambda_{ts(2,n)} - x_{bb(1)} + x_{be(2)} \} / c_t + T_i \\ T_s &= SE \{ \lambda_{(2,1)} - \lambda_{(1,n)} - \lambda_{ts(2,1)} + \lambda_{ts(1,n)} - x_{bb(2)} + x_{be(1)} \} / c_t + T_i \end{aligned} \right\} \dots (3 \cdot 9)$$

ここで、 $\lambda_{ts(j,k)}$ は、張力が T_t 、 T_s になったことによるベルト歯とベルト車歯の接触量で、 T_i 作用時の式(3・5)の $\lambda_{e(j,k)}$ と等しく置くことによって求められる。ただし、式(3・5)の $l_{e(j,k)}$ は、 T_t 、 T_s 作用時のベルト1ピッチの弾性変形量 $l_{ts(j,k)}$ とする。また、 c_t は、図3・5に示すベルト長さ c_i 、 c_t 、 c_s 、 c_{ii} に張力が作用していないときのベルト長さである。

図3・6に、張力変化にともなう従動側のベルト歯とベルト車歯のかみあいモデルを示す。回転伝達誤差は、式(3・9)に示す T_t と T_s が等しくなるようにするために生じる。このとき、駆動ベルト車は静止し、従動ベルト車がピッチ線上で図のように Δx_p だけ移動して、初張力が T_{ii} になったとする。 T_{ii} になったことによる駆動側の接触量 $\lambda_{ii(1,k+1)}$ は、 $\lambda_{ts(j,k)}$ と同様に、式(3・5)の $\lambda_{e(j,k+1)}$ より求めることができる。従動側における $\lambda_{ii(2,k+1)}$ は、図3・6より次式で表される。

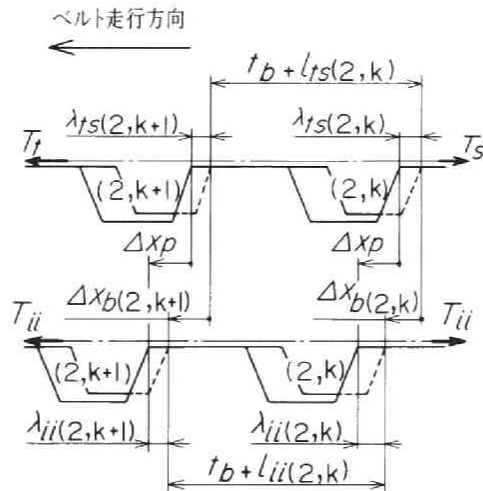


図3・6 張力変化による従動側のかみあいモデル

$$\left. \begin{aligned} \lambda_{ii(2,k+1)} &= \Delta x_p + \lambda_{ts(2,k)} - \Delta x_{b(2,k)} - l_{ii(2,k)} - \Delta t_{(2)} \\ \text{ただし, (2, 1) 歯めは次式による。} \\ \lambda_{ii(2,1)} &= \Delta x_p + \lambda_{ii(1,n)} - \lambda_{ts(1,n)} + \lambda_{ts(2,1)} + (T_s - T_{ii}) c_l / (SE) \end{aligned} \right\} \dots\dots (3 \cdot 10)$$

ここで、式(3・10)における $l_{ii(j,k)}$ は、 T_{ii} 作用時の1ピッチの弾性変形量とする。また、 $\Delta x_{b(2,k)}$ は、 T_t 、 T_s が生じたときのベルト歯の位置から T_{ii} になったことによるベルト歯の移動量で、式(3・11)のように表すことができる。

$$\left. \begin{aligned} \Delta x_{b(2,k)} &= \Delta x_{b(2,k-1)} + l_{ii(2,k-1)} - l_{ts(2,k-1)} \\ \text{ただし, (2, 1) 歯めは次式による。} \\ \Delta x_{b(2,1)} &= \Delta x_p - \lambda_{ii(2,1)} + \lambda_{ts(2,1)} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3 \cdot 11)$$

T_t 、 T_s から T_{ii} になったことによるベルト1周の接触状態の関係は、図3・5(d)より、次式によって表される。

$$\begin{aligned} & \lambda_{ts(1,1)} - \lambda_{ts(1,n)} + \lambda_{ts(2,1)} - \lambda_{ts(2,n)} + (T_t + T_s) c_l / (SE) \\ &= \lambda_{ii(1,1)} - \lambda_{ii(1,n)} + \lambda_{ii(2,1)} - \lambda_{ii(2,n)} + 2 T_{ii} c_l / (SE) \dots\dots\dots (3 \cdot 12) \end{aligned}$$

初張力作用時のベルトの弾性変形およびベルト車の多角形作用による回転伝達誤差 $\Delta \theta_{ep}$ は、駆動ベルト車の回転にともなう相対的な従動ベルト車の進み角、または遅れ角として、次式で表される。ここで、 $\Delta \theta_{ep}$ が正のとき進み、負のとき遅れることを示す。

$$\Delta \theta_{ep} = \Delta x_p \frac{2\pi}{l_{p(2)} z_{(2)}} \dots\dots\dots (3 \cdot 13)$$

図3・7に、回転伝達誤差計算用の流れ図を示す。この演算は、まず、 T_i 作用時の $\theta_{(j)} = 0$ における駆動側ならびに従動側のベルト歯とベルト車歯の接触状態を式(3・3)と2・2節の荷重分担式より求める。この接触状態を基準として、両ベルト車が $\theta_{(j)}$ だけ回転したときの多角形作用によるベルトの移動量を式(3・7)より計算する。次に、任意に与えられた張り側張力 T_i' とゆるみ側張力 T_s' から $\lambda_{ts(j,k)}$ を求め、この量と多角形作用によるベルト移動量を式(3・9)に代入して求めた T_t 、 T_s と T_i' 、 T_s' が図の範囲内になるような張り側張力ならびにゆるみ側張力を求める。これらの張力を用いて、式(3・10)の Δx_p と T_{ii} を順次変化させたとき、計算上のゆるみ側張力 $T_{i(2,n)}$ と T_{ii} 、さらに、式(3・12)の左辺を λ_{ts}' 、右辺を λ_{ii}' とすると、これらの量が図の範囲内になるように Δx_p と T_{ii} を定める。この Δx_p を式(3・13)に代入することによって、 $\Delta \theta_{ep}$ を計

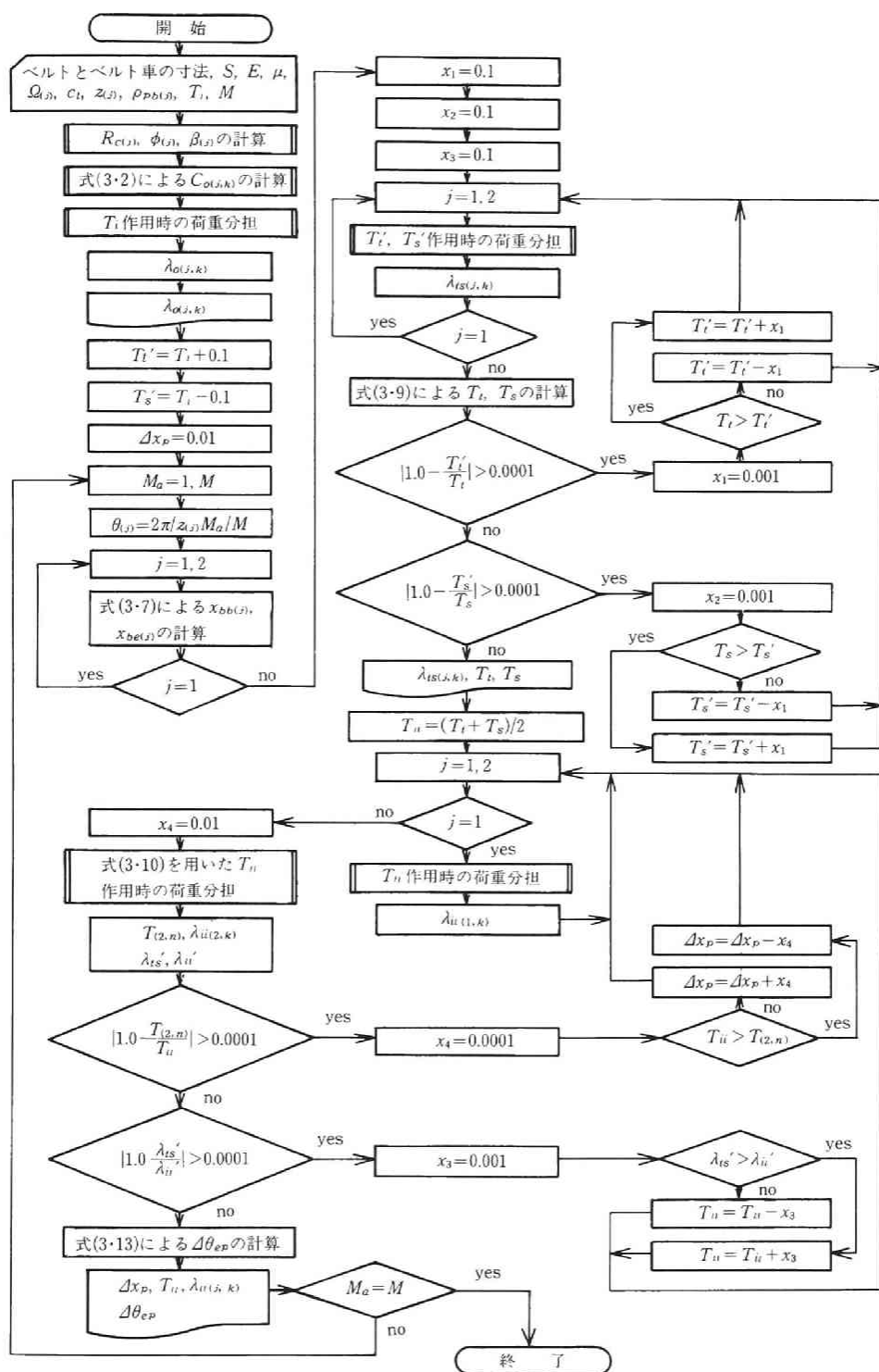


図 3・7 回転伝達誤差計算用流れ図

算することができる。なお、連続的な $\Delta\theta_{ep}$ の計算は、2・2 節と同様に、ベルト車 1 ピッチ間を M 等分したうちの整数倍の M_a ずつベルト車を回転させて行った。

3・3 数値計算結果

本節では、3・2 節の理論解析を用いて、駆動ベルト車が 1 ピッチだけ回転したとき、ベルト車の位相角、初張力、ピッチ差、ベルト材質等が回転伝達誤差に及ぼす影響について数値計算した結果を述べる。

数値計算には、表 3・1 に示す数値を用い、駆動ベルト車の歯数 $z_{(1)}$ は 18、駆動側のかみあい始めの位相角 $\rho_{pb(1)}$ は 0 とした。また、数値計算には、表に示す数値の内の一つつつを順次変化させた。なお、以下の記述において、回転伝達誤差ならびに後述する振幅における記号の添字は、 e がベルトの弾性変形のみ、 p がベルト車の多角形作用のみ、 ep がそれらを含めた場合を示し、これらを総称するとき添字は付さないものとする。

表 3・1 計算に用いた数値

t_b	mm	9.525	$b_{l(j)}$	mm	0.3
$\Delta t_{(j)}$	mm	-0.02	SE	kN	147
$r_{p(j)}$	mm	0.85	$f_{(j,k)}$	$\mu\text{m}/\text{N}$	2.04
r_b	mm	0.5	μ		0.4
α	rad	0.349	c_l	mm	200

3・3・1 回転比が 1 の場合

駆動ならびに従動ベルト車歯数が等しい場合に、 $\rho_{pb(2)}$ ならびに T_i が $\Delta\theta$ に及ぼす影響について述べる。

図 3・8 に、 $T_i=490\text{ N}$ の場合について、 $\rho_{pb(2)}$ をパラメータとしたときの $\Delta\theta$ と $\theta_{(1)}$ の関係について数値計算した結果を示す。図 3・8(a)は、駆動ベルト車回転にともなう $\Delta\theta_e$ について示したものである。ここでいう $\Delta\theta_e$ は、式 (3・7) の $x_{bb(j)}$ と $x_{be(j)}$ を 0 とした場合である。図より、 $\Delta\theta_e$ は $\rho_{pb(2)}$ に大きく影響されることがわかる。ベルト車回転にともなうかみあい始めならびにかみあい終わりの接触量の変化は、ベルト巻きつけ角

の変化およびベルト歯とベルト車歯の不完全かみあい部での干渉により起こる。今、張り側ならびにゆるみ側に添字 t, s を、かみあい始めおよびかみあい終わりに添字 b, e を付し、ベルト車が各かみあい点において $\theta_{(j)} = 0$ から $\theta_{(j)}$ だけ回転したことによる接触量の差を $\lambda_{tb}, \lambda_{te}, \lambda_{sb}, \lambda_{se}$ で表すと、不完全かみあい部で干渉が生じるまではその差は小さく、干渉が生じると大きくなる。また、 T_t, T_s は、張り側ではそれらの差 $\lambda_t = \lambda_{tb} - \lambda_{te}$ により、ゆるみ側では $\lambda_s = \lambda_{sb} - \lambda_{se}$ によって決定され、 λ_t, λ_s が正のとき T_t よ

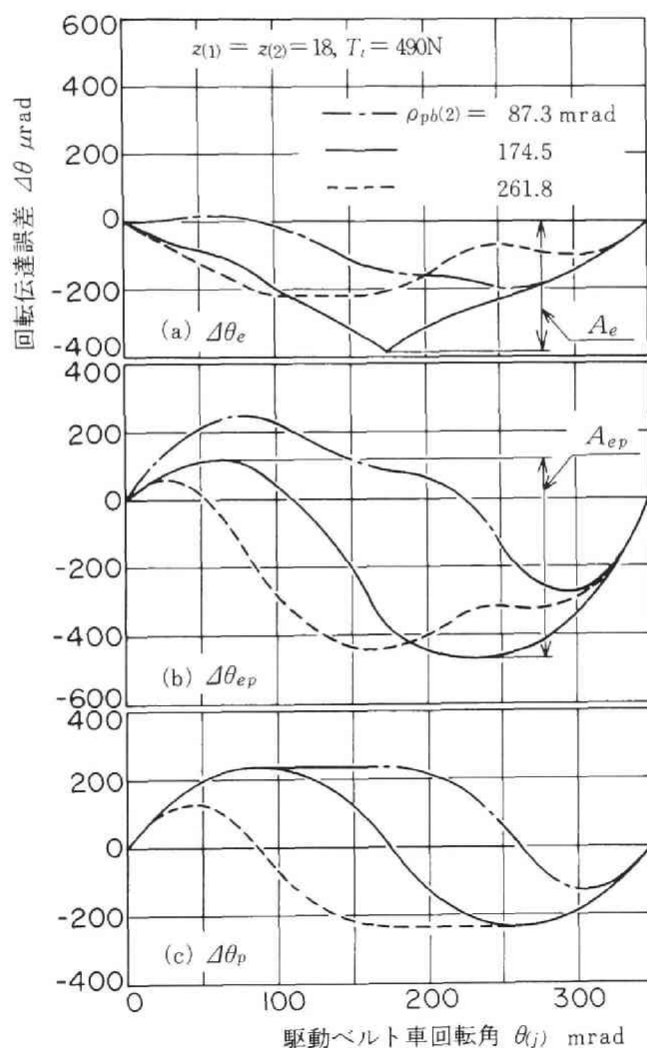


図 3・8 回転伝達誤差に及ぼす位相角の影響

り張力が大、負のときその逆となり、 $\Delta\theta_e$ は $\lambda_t > \lambda_s$ のとき正に、その逆のとき負の傾向となる。 $T_i = 490\text{N}$ 、 $\rho_{pb(j)} = 0$ 、 $\theta_{(j)} = 0$ の荷重分担を見ると、ベルト歯の接触する方向はすべて走行方向と反対側に接触し、その接触量はかみあい始めからかみあい終わりにしたがって漸次減少する。この状態からベルト車を回転させると、かみあい始めにおいて図3・1の(j, 2)歯めが $\theta_{(j)} = 175\text{mrad}$ 程度で干渉を起こし出すが、かみあい終わりではベルト車が1ピッチ回転する間に干渉は生じない。以上のことより、従動ベルト車を $\rho_{pb(2)}$ だけ進ませると、ベルト車の回転にともなって駆動側より従動側のかみあい始めの方が $\rho_{pb(2)}$ だけ早く干渉を起こすことになる。このため、張り側においては $\lambda_t < 0$ より $T_t < T_i$ となり、ゆるみ側においては $\lambda_s > 0$ より $T_s > T_i$ となる。したがって、 $\Delta\theta_e$ は負に増加して、ベルト歯とベルト車歯が完全にかみあう位置 $2\pi/z_{(2)} - \rho_{pb(2)}$ で最大となる。その後、 $\Delta\theta_e$ が減少するのは、駆動側も干渉が生じ出し、 λ_t ならびに λ_s が徐々に少なくなることによる。

図3・8(b)に、駆動ベルト車回転にともなう $\Delta\theta_{ep}$ を示す。図より、式(3・7)の $x_{bb(j)}$ ならびに $x_{be(j)}$ が $\Delta\theta_{ep}$ に影響していることが図3・8(a)と比較してわかる。そこで、 $\Delta\theta_{ep}$ から $\Delta\theta_e$ を差し引いたものを $\Delta\theta_p$ として示したものが図3・8(c)である。図3・8(c)において、 $\Delta\theta_p$ が一定となって見える部分は、駆動側ならびに従動側ともベルト車の円弧部分、またはベルト車の歯先まるみと円弧部分で回転伝達が行われたことによる。

図3・9に、 $T_i = 490\text{N}$ 作用時の回転伝達誤差の振幅 A に及ぼす $\rho_{pb(2)}$ の影響を示す。ここで、振幅とは、図3・8に示す $\Delta\theta$ の最大値と最小値の差をいう。図において、 $\rho_{pb(2)} = 0$ のとき $A = 0$ である。これは、ベルト車回転にともなうベルト接触量の変化が駆動側ならびに従動側とも等しいことによるが、 T_i は接触量の変化により T_{ii} となる。また、弾性変形のみを考慮した場合の A_e が $\rho_{pb(2)} = 174.5\text{mrad}$ において最大となるのは、前述したように、従動側のベルト歯が 174.5mrad で完全なかみあい状態となり、 T_i と T_s の差が最大となることによる。多角形作用をも含めた場合の A_{ep} が A_e より大きな振幅となるのは、ベルト車の多角形作用による。図より、回転伝達誤差を少なくするには、 $\rho_{pb(2)}$ をできるだけ0とすることが望ましい。

次に、 T_i が $\Delta\theta$ に及ぼす影響について述べる。

図3・10は、 $\rho_{pb(2)} = 174.5\text{mrad}$ の場合について、代表的な T_i における $\Delta\theta$ と $\theta_{(1)}$ の関係を示す。図より明らかなように、 T_i によって $\Delta\theta$ の量と傾向は大きく影響され、と

くに、 $\Delta\theta$ は $T_i=98\text{ N}$ のとき正で、 $T_i=686\text{ N}$ のとき負で生じる。これは、2・3・1項で述べたように、 T_i の大きさによりベルト歯とベルト車歯のかみあい状態が安定する接触方向が異なることによる。すなわち、図3・11のD点以下の T_i で $\theta_{(j)}=0$ 、 $\rho_{pb(j)}=0$ の

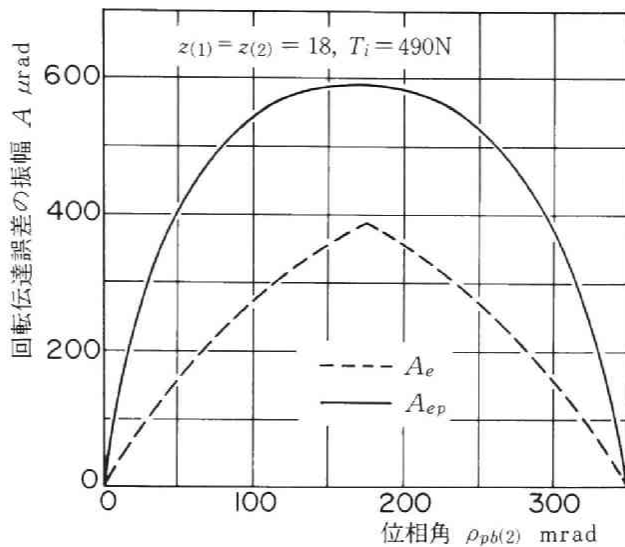


図3・9 振幅に及ぼす位相角の影響

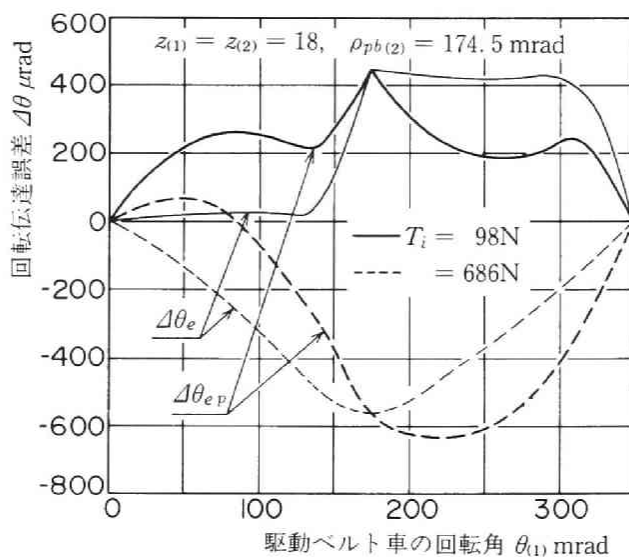


図3・10 回転伝達誤差に及ぼす初張力の影響

場合、接触状態はすべてベルト走行方向側で、その接触量はかみあい始めから漸次減少する。不完全かみあい部の干渉は、かみあい始めにおいて $\theta_{(1)} = 310\text{mrad}$ 程度から生じ、かみあい終わりでは生じない。この状態からベルト車を回転させると張り側では $\lambda_t > 0$ 、ゆるみ側では $\lambda_s < 0$ により $T_t > T_s$ となり、 $\Delta\theta$ は正で生じることになる。

図3・11に、 $\rho_{pb(2)} = 174.5\text{mrad}$ における T_i と A の関係を示す。D点付近で A が不連続になっているのは、2・3・1項で述べたように、 T_i によりベルト歯の接触方向が異なるためである。このD点までは、 T_i の増加にともない A は減少し $T_i = 250\text{N}$ 程度で最少となり、その後は増加している。これは、図のD点までは T_i の増加とともに、かみあい始めのベルト歯にかかる荷重は減少し、ベルト車に接触するベルト歯数は増加する。このため、ベルト車回転による λ_t と λ_s の差が T_i の増加とともに小さくなり、 A は減少する。また、250N付近からの A の増加は、巻きついているすべてのベルト歯がベルト車歯に接触するようになり、ベルト車回転によりかみあい終わりのベルト歯がベルト車歯からはずれ、その荷重分だけ他のベルト歯で荷重が分担され、 λ_t と λ_s の差が大きくなることにより説明される。D点以上では、 T_i の増加とともに λ_t と λ_s の差が大となるため A も漸次増加する。図より明らかなように、 T_i が大きくても小さくても A は増加する。本解析で用いた数値の範囲では、 T_i は250N付近で使用すると回転伝達誤差は最も小さくなる。

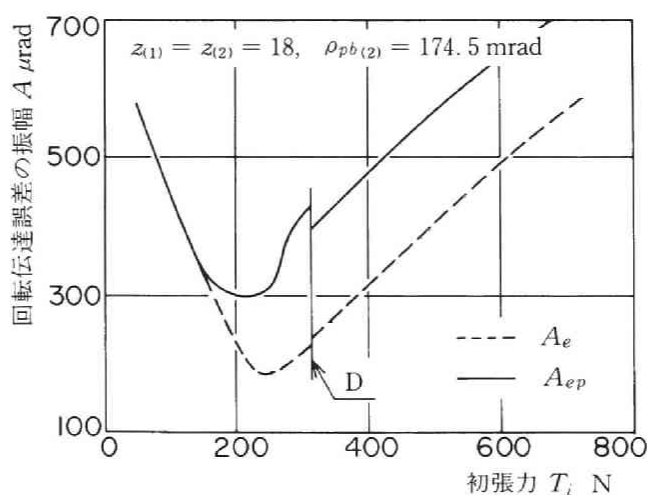


図3・11 振幅に及ぼす初張力の影響

3・3・2 回転比が1ではない場合

駆動ベルト車歯数を18、従動側のそれを36とした場合、 $\rho_{pb(2)}$ ならびに T_i が $\Delta\theta$ に及ぼす影響について述べる。

図3・12に、 $T_i = 490\text{N}$ の場合、 $\rho_{pb(2)}$ をパラメータとしたときの $\Delta\theta$ と $\theta_{(1)}$ の関係を示す。図3・12(a)が $\Delta\theta_e$ を、(b)が $\Delta\theta_{ep}$ を、(c)が $\Delta\theta_{ep}$ から $\Delta\theta_e$ の差である $\Delta\theta_p$ を示す。図より、駆動側ならびに従動側の歯数が異なると、同歯数の場合と比較して、 $\rho_{pb(2)}$ が $\Delta\theta$ の推移に与える影響は少ないことがわかる。これは、従動ベルト車歯数が大となりベルト歯の巻きつき歯数が多くなるほど、ベルト車の1ピッチ間における λ_t と λ_s の差が少なくなることによる。また、多角形作用による影響も回転比が1の場合と比較し

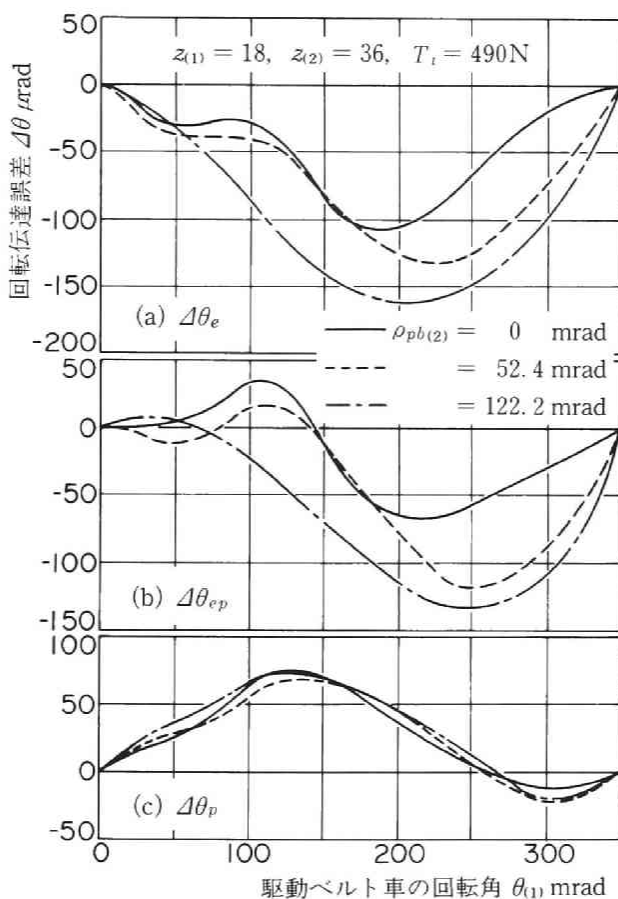


図3・12 回転伝達誤差に及ぼす位相角の影響

て少なくなる。

図3・13に、 $T_i=490\text{N}$ 作用時における $\rho_{pb(2)}$ と A の関係を示す。 $\rho_{pb(2)}=30\text{mrad}$ 程度から A が増加を始めるのは、 $\theta_{(2)}=0$ においてすでにかみあい始めに干渉が生じるためである。 A は、図3・9の回転比1の場合ほど $\rho_{pb(2)}$ の影響を受けないが、回転比が1ではない場合も、 $\rho_{pb(2)}$ ができるだけ0となるように設計段階で設定することが望ましい。また、スプロケットの多角形作用のみを考慮したローラチェーンの A_p の最大

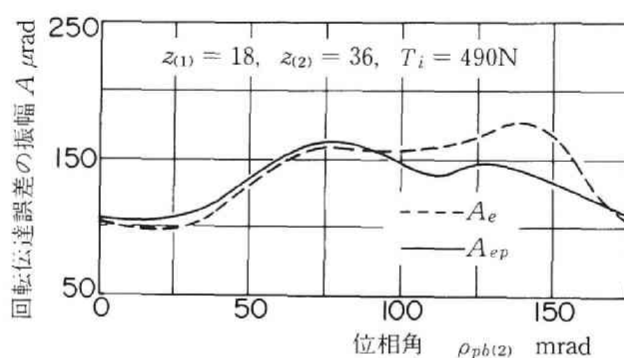


図3・13 振幅に及ぼす位相角の影響

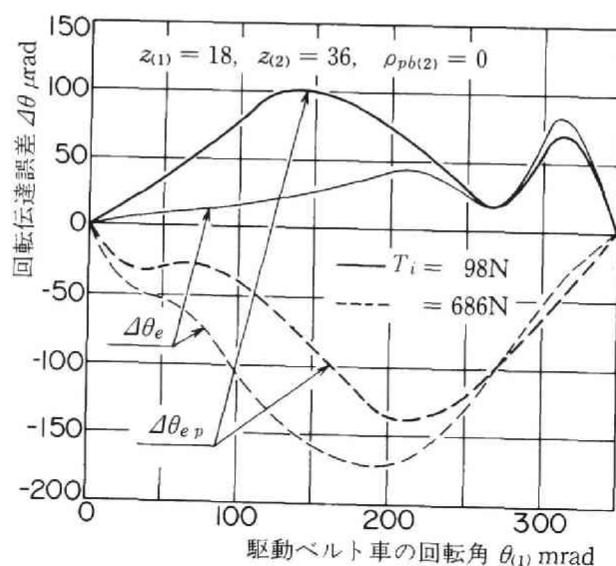


図3・14 回転伝達誤差に及ぼす初張力の影響

値⁽⁵⁰⁾は、 $z_{(1)}=z_{(2)}=18$ のとき $A_p \doteq 1.3\text{mrad}$ 、 $z_{(1)}=18$ 、 $z_{(2)}=36$ のとき $A_p \doteq 0.4\text{mrad}$ である。ローラチェーンと比較して、図 3・9 および図 3・13 の A はいずれも $1/2$ 以下であり、歯付ベルトの方が回転伝達誤差は少なく有利と言える。

図 3・14 に、 $\rho_{pb(2)}=0$ において、 T_i をパラメータとしたときの $d\theta$ と $\theta_{(1)}$ の関係を示す。 $T_i=98\text{N}$ のとき $d\theta$ が正となっているのは、図 3・10 の説明において述べた理由と同様である。また、 $\theta_{(1)} \doteq 315\text{mrad}$ において二度めの極大値が生じるのは、この付近で駆動側かみあい始めに干渉が生じ出し、 λ_t が急激に変化したことによる。この極大値は T_i が図 3・15 に示す D 点以下において生じ、張力が小さくなるほど大きくなる。

図 3・15 に、 $\rho_{pb(2)}=0$ の場合、 T_i が A に及ぼす影響を示す。 $T_i=80\text{N}$ 付近で A_e と A_{ep} が逆転している。これは、図 3・14 で説明したように、 $T_i \doteq 300\text{N}$ 以下では極大値が二度生じ、 T_i が小さくなると二度めの極大値が最大値となるためである。また、 T_i の増加にともなう A の傾向は、図 3・11 と類似している。これは、回転比が 1 ではない場合もベルト歯とベルト車歯の接触する方向が D 点を境に異なることによる。図より明らかなように、回転比が 1 の場合と比較して、 A は小さくなるが、回転比が 1 ではない場合も T_i により A は大きく影響され、 T_i は 200N 程度で使用する方が A は少なくて済む。

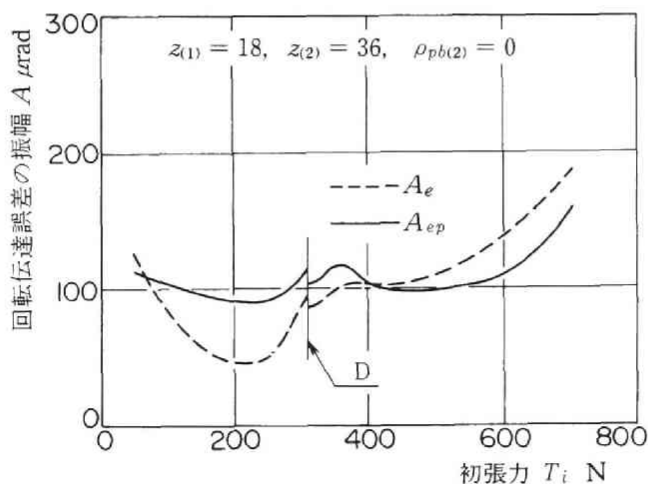


図 3・15 振幅に及ぼす初張力の影響

3・3・3 振幅に及ぼす各種係数，歯先まるみならびに圧力角の影響

本項では， $z_{(1)} = 18$ ， $z_{(2)} = 36$ ， $\rho_{pb(j)} = 0$ ， $T_i = 490 \text{ N}$ の場合について， $\Delta t_{(j)}$ ， SE ， $f_{(j,k)}$ ならびに μ の各種係数や，ベルトとベルト車の歯先まるみ，圧力角が回転伝達誤差の振幅に及ぼす影響について述べる。

図 3・16 から図 3・19 に，各種係数が振幅に及ぼす影響について数値計算した結果を示す。図 3・16 の場合， $\Delta t_{(j)} = -0.005 \text{ mm}$ 程度において， A に極大値ならびに極小値が生じている。また，図 3・17 の場合， $SE = 50 \text{ kN}$ ， 100 kN 付近において同様な傾向が生じている。これは，かみあい終わりの不完全かみあい部におけるベルト歯とベルト車歯の接触の有無によるものである。すなわち， $SE = 50 \text{ kN}$ 程度以下のように，ベルトが非常にやわらかい場合，駆動ならびに従動側ともかみあい終わりに於いて，かみあい始めの接触方向とは逆の方向のベルト歯面がベルト車歯面に接触し，不完全かみあい部で干渉が生じる。しかし， SE が大きくなるにしたがって，まず， $SE = 50 \text{ kN}$ 付近において，ベルト車歯数の少ない駆動側のかみあい終わりで干渉が生じなくなる。ついで， $SE = 100 \text{ kN}$ 付近において，従動側で干渉が生じなくなり，結果的に 3・3・1 項で述べた λ_t と λ_s が急激に変化したことにより，このような結果になったものである。ここで， $\Delta t_{(j)} = -0.005 \text{ mm}$ 付近における変化は，従動側のかみあい終わりに於いて $\Delta t_{(j)}$ が負に大きくなり干渉を起こさなくなったことによる。また， $\Delta t_{(j)}$ を正に

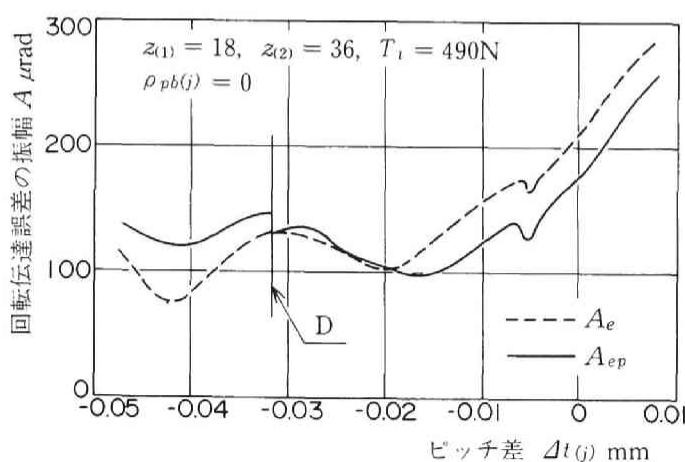


図 3・16 振幅に及ぼすピッチ差の影響

大きくして行くと、 $SE=50\text{kN}$ 付近と同様な現象が生じることになる。

2・3・2項で述べたように、 T_i ならびに $dt_{(j)}$ が大きくなることと、 SE が小さくなることは、同様な意味を持つ。このため、図3・15の T_i と図3・16の $dt_{(j)}$ の変化による A は、同様な傾向を示し、図3・17の SE の変化による A は、その逆の傾向を示す。なお、図3・16、図3・17の D 点における A の変化は、2・3・1項で述べたように、ベルト歯とベルト車歯の接触方向が入れ替わったことによる。図より明らかなように、 A をできるだけ少なくするためには、 $dt_{(j)}$ ならびに SE はベルト歯とベルト車歯の接触する方向が入れ替わる付近に選定し、また、駆動ならびに従動側のかみあい終わりの不完全かみあい部では干渉が生じないようにすべきである。

$f_{(j,k)}$ は、図3・18に示すように、 $f_{(j,k)}$ が大きくなる程、 A_e が増加している。これは、 $f_{(j,k)}$ の変化にともなう $\Delta\theta_e$ の最小値は、駆動ベルト車がかみあい始めで不完全かみあいを起こした直後に発生する。 $\Delta\theta_e$ の最小値が生じる駆動ベルト車の回転角 $\theta_{(1)}$ は、 $140 \sim 210\text{ mrad}$ 程度の範囲であり、この $\theta_{(1)}$ は $f_{(j,k)}$ の増加にともない、あまり変化しない。しかし、 $f_{(j,k)}$ が大きくなるにしたがって、ベルト歯のたわみ量は大き

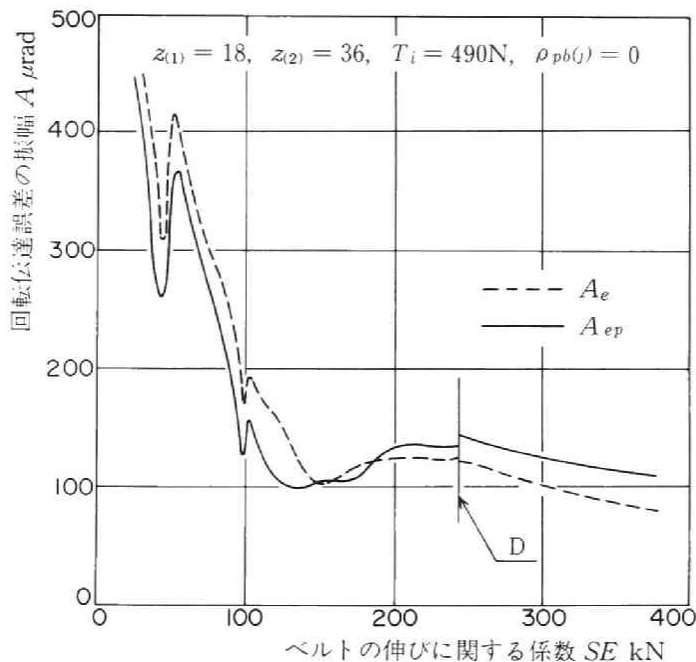


図3・17 振幅に及ぼすベルトの伸びに関する係数の影響

くなり、 $\Delta\theta_e$ の最小値が生じる位置での不完全かみあい部の干渉量が増加したためである。また、 $f_{(j,k)} \div 2\mu\text{m/N}$ 以上になると、 A_{ep} に比較して A_e の方が大きくなっているのは、 $f_{(j,k)}$ の増加にともない $\Delta\theta_e$ の最大値が減少することによる。図より明らかなように、 $f_{(j,k)}$ が小さい程、ベルト車1ピッチを周期とする回転伝達誤差の振幅は小さくなる。

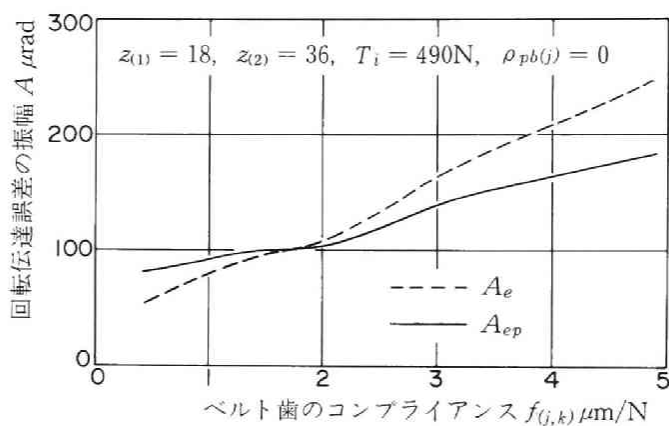


図 3・18 振幅に及ぼすコンプライアンスの影響

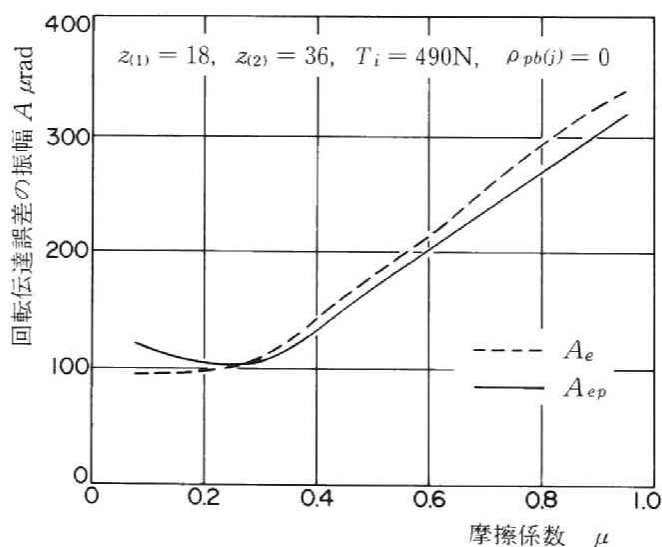


図 3・19 振幅に及ぼす摩擦係数の影響

μ と A_e の関係は、図3・19より明らかなように、 μ が小さくなる程、 A_e は減少している。 μ の変化にともなう $\Delta\theta_e$ の最小値は、 $\theta_{(1)}=160\sim 210\text{ mrad}$ 程度の範囲で生じ、 $f_{(j,k)}$ と同様、 $\theta_{(1)}$ はあまり変化しない。また、2・3・2項で述べたように、 μ が小さい程、 $\lambda_{o(j,k)}$ は小さくなり、 $\Delta\theta_e$ の最小値が生じる位置での不完全かみあい部の干渉量が減少するために、このような傾向になったものである。 $\mu=0.2$ 程度以下において、 A_{ep} が多少増加しているのは、 $\Delta\theta_p$ によって $\Delta\theta_{ep}$ の最小値が増幅されることによる。弾性変形のみを考慮した場合の回転伝達誤差の振幅は、 μ をできるだけ小さくすれば少なくなるが、多角形作用をも考慮した場合の振幅は、本数値計算に用いた数値の範囲では μ を0.2～0.3程度にすれば少なくとも済むことになる。

図3・20から図3・22に、ベルトとベルト車の歯先まるみ半径ならびに圧力角が回転伝達誤差の振幅に及ぼす影響について数値計算した結果を示す。ここで、 $r_{p(j)}$ 、 r_b ならびに α の変化の与え方は、2・3・3項に述べた通りである。 $r_{p(j)}$ 、 r_b ならびに α の変化による A_e の傾向は、次のことより説明できる。これらの変化にともなう $\Delta\theta_e$ の最小値は、 $f_{(j,k)}$ ならびに μ と同様、駆動ベルト車がかみあい始めの不完全かみあい部で干渉を起こした直後に発生する。このことより、 $\Delta\theta_e$ は、かみあい始めの干渉量に大きく影響されるが、従動ベルト車に干渉が生じ出してから、駆動ベルト車が干渉を起こすまでのベルト車回転角は、 $r_{p(j)}$ 、 r_b 、 α とも $35\sim 50\text{ mrad}$ 程度の範囲であり、不完全かみあい部での最大干渉量と A_e の大きさとは比例関係にない。例えば、 r_b が変

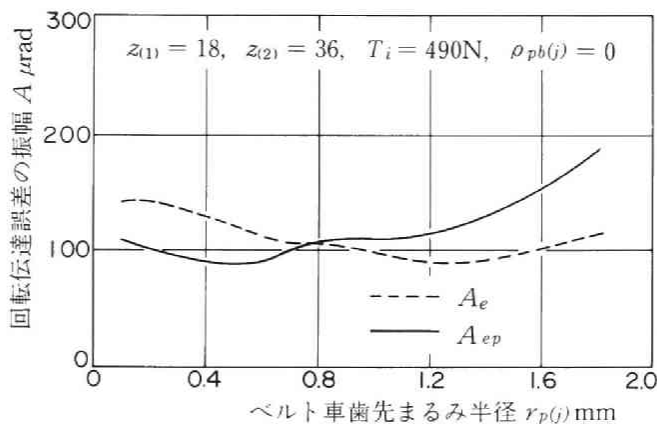


図3・20 振幅に及ぼすベルト車歯先まるみ半径の影響

化した場合、図 2・14 より明らかなように、 r_b が大きくなると、不完全かみあい部での最大干渉量は減少する。しかし、干渉が起こり出してから 60mrad 程度までのベルト車回転にともなう $\lambda_{o(2,2)}$ の勾配は、 r_b の変化に対してほとんど変化せず、不完全かみあい部での接触量はほぼ等しい。このため、 r_b が変化しても、 A_e はほとんど変化しないことになる。また、 α が漸次増加した場合、 α が 350mrad 程度までは、 A_e は減少して行くが、 α がそれ以上になるとほとんど変化していない。これは、図 2・15 (a)において、不完全かみあい部で干渉が起こり出してから $\lambda_{o(2,2)}$ の勾配が、 $\alpha \approx$

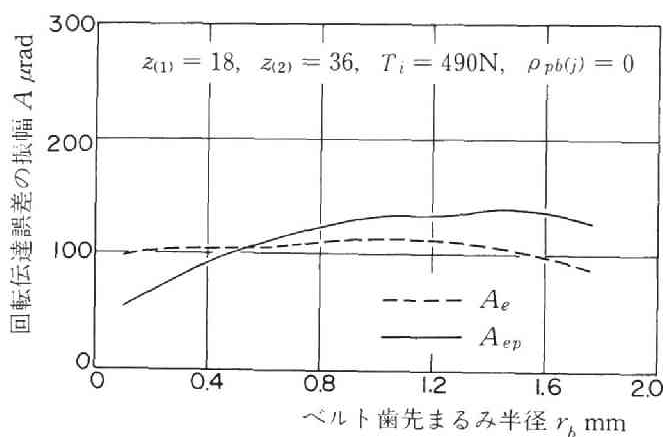


図 3・21 振幅に及ぼすベルト歯先まるみ半径の影響

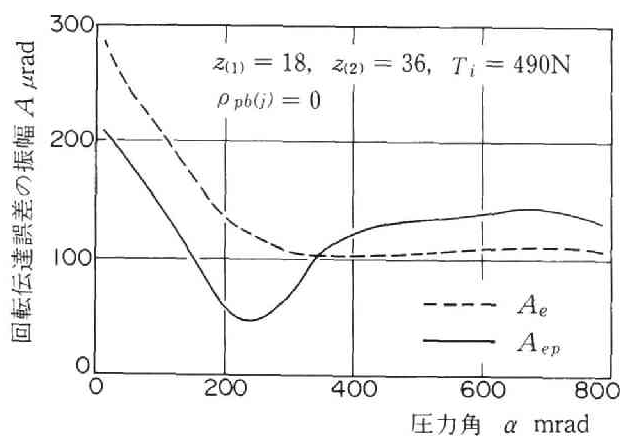


図 3・22 振幅に及ぼす圧力角の影響

350mrad 以上になると、あまり変化しないことによる。

$r_{p(j)}$, r_b ならびに α の増加にともなう A_{ep} と A_e の大小関係は, $r_{p(j)} \doteq 0.8 \text{ mm}$, $r_b \doteq 0.6 \text{ mm}$, $\alpha \doteq 350 \text{ mrad}$ を境界として, A_e と A_{ep} の量が逆転している。これは, $r_{p(j)}$, r_b ならびに α が大きくなるにつれ, $\Delta\theta_e$ の最大値と最小値の生じる $\theta_{(1)}$ が漸次 349 mrad に近づき, $\Delta\theta_p$ によって $\Delta\theta_{ep}$ の最大値と最小値が変化することによる。なお, $r_{p(j)}$ を大きくすると, ピッチ線上の直線部分が長くなり, 多角形作用による $\Delta\theta_p$ の振幅, とくに最大値が大きくなるが, $\Delta\theta_e$ によって $\Delta\theta_{ep}$ の最大値が減少させられるため, A_{ep} には $\Delta\theta_p$ の影響があまり現れていない。図 3・20 ～ 図 3・22 より明らかなように, 本数値計算に用いた数値の範囲では, $r_{p(j)} = 0.6 \text{ mm}$ 程度, $\alpha = 250 \text{ mrad}$ 程度, また, r_b はベルトの寿命を考えた場合とは逆の結果になるが, r_b は小さくする方が回転伝達誤差の振幅は小さくなり有利である。

3・4 結 言

歯付ベルト伝動装置が静的に回転し, 初張力のみが作用している場合, ベルトの弾性変形ならびにベルト車の多角形作用を考慮した回転伝達誤差を理論解析し, 数値計算を行い, 回転伝達誤差をできるだけ少なくするためには, 初張力, 位相角, ベルト歯のコンプライアンス, 摩擦係数, ベルトとベルト車の歯先まるみ半径などをどのように選定すればよいか検討した結果, 以下の結論を得た。

(1) 従動ベルト車のかみあい始めの位相角は, できるだけ 0 になるように設定する。

(2) 初張力, ピッチ差およびベルトの伸びに関する係数は, 回転伝達誤差に大きく影響する。これらの値は, ベルト歯とベルト車歯の接触する方向が入れ替わる近傍に設定すればよい。

(3) ベルト歯のコンプライアンスならびにベルト歯先まるみ半径は, 小さく設定する方が有利である。

(4) 摩擦係数, ベルト車歯先まるみ半径ならびに圧力角は, 最適な値が存在し, 本数値計算の範囲では, それぞれ 0.2 ～ 0.3, 0.6 mm, 250 mrad 程度に選定すればよい。

第4章 正回転時における回転伝達誤差の実験結果⁽⁵¹⁾

4・1 緒 言

第3章において、初張力のみが作用した場合の静的領域における歯付ベルト伝動装置の回転伝達誤差について、ベルトの弾性変形とベルト車の多角形作用の両者を考慮した理論解析を行い、初張力、位相角、ピッチ差などの因子が回転伝達誤差に及ぼす影響について数値計算し、検討を加えた。

本章では、3・2節で行った理論解析の有効性を確認するために、マイクロコンピュータを利用した安価で、簡単なシステムの回転伝達誤差実験装置を試作し、正回転時の回転伝達誤差に及ぼす初張力、位相角などの影響について実験を行い、理論計算結果と比較検討した結果について述べる。

4・2 実験装置と実験方法

一軸の回転変動あるいは二軸間の回転伝達誤差の測定には多くの方法が考えられてきた。ローラチェーンの回転むら^{(52)～(56)}、工作機械(ホブ盤など)のワークテーブルの角度割出し精度の測定^{(57)～(59)}、歯車のピッチや回転伝達誤差の測定^{(60)～(65)}などに多くの研究結果が報告されている。市販されている歯車用の一歯面かみあい試験機にも多くの測定方式⁽⁶⁶⁾があり、それぞれ一長一短がある。

本研究で試作した回転伝達誤差測定装置は駆動軸、従動軸にそれぞれ回転磁気スケールを取付け、それからのパルスを直接マイクロコンピュータに取り込み、演算処理させるものである。

4・2・1 実験装置

図4・1に、試作した歯付ベルト回転伝達誤差の実験装置の略図と測定装置のブロック線図を示す。3・2節で行った回転伝達誤差の解析は静的領域におけるものであるため、本実験においても、ベルト振動などの影響が出ないようにするため、ウォーム減速機を2台使用し、駆動軸の回転数をできるだけ小さくするとともに、駆動部は実験装置本体と切り離した。軸受はすべて精密級の玉軸受を使用し、軸受の誤差が歯付ベルトの回転伝達誤差に及ぼす影響を少なくした。

回転伝達誤差を測定する場合、駆動軸が一定速度で回転するときは非常に簡単であるが、一般に低速回転の場合は、一定回転速度を得ることは困難であるので、二軸間の相対回転角度を測定する必要がある。回転角度の検出方法にはいろいろな方法があ

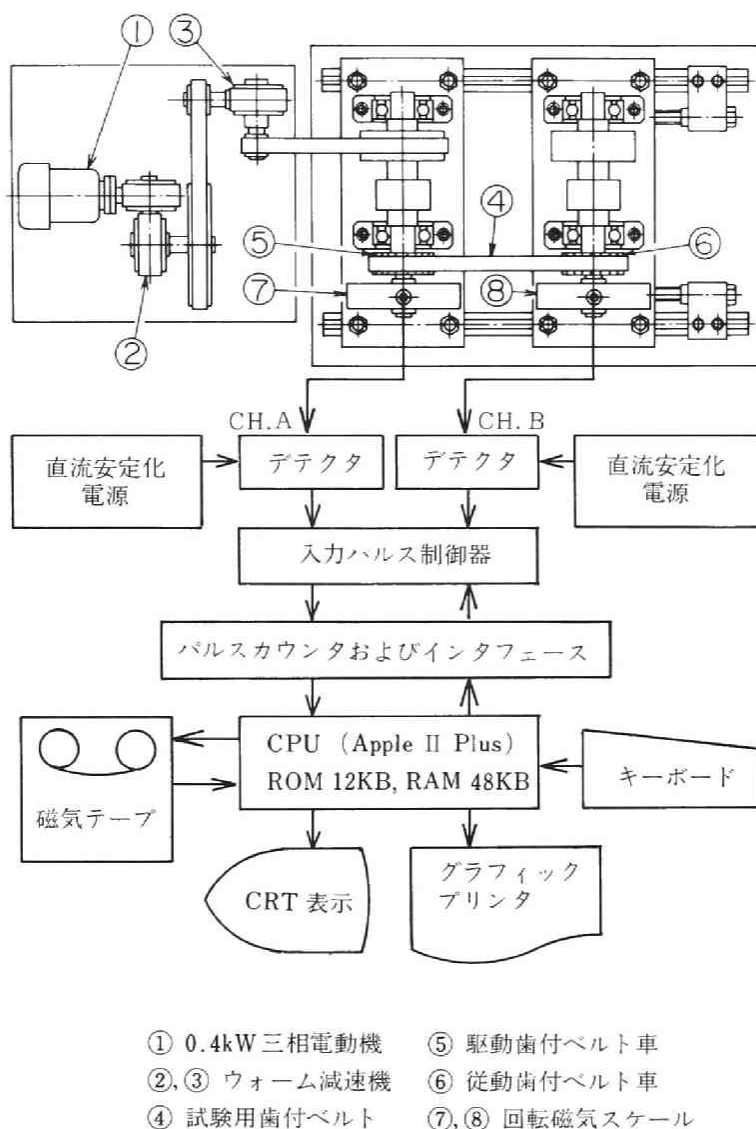


図 4・1 試作した回転伝達誤差実験装置

るが、本実験では市販されている回転磁気スケールを用いた。ベルト車の近傍軸端に取付けられたこの回転スケールからの出力パルス数は、デテクタ通過後は432 000 パルス/回転である。駆動・従動両軸からのパルス信号はゲート回路、カウンタ回路を通してインタフェースを介し、マイクロコンピュータのRAMに連続的に読み込まれる。

本実験装置の測定原理は目新しいものではなく、あまり高い測定精度も望めないが、どのような歯数比のベルト車であってもごく簡単に測定でき、システムが単純で、取扱いが非常に容易である。また、CPUには市販のマイクロコンピュータを使用しているので安価である。その他の特長としては、二つの信号間のみの相対関係の測定にとどまらず、三点以上の信号間の測定もインタフェースの取り換えにより簡単に行え、応用範囲は広い。本実験に使用した回転スケールの割り出し角度は $14.54 \mu\text{rad}$ ($3''$) であるが、さらに高精度の回転スケールを使用すれば、それだけ回転伝達誤差の測定精度を高めることができる。

図4・2に、本実験装置による回転伝達誤差の測定原理を示す。ゲート時間 τ の設定は、0.05～10 s まで8段階に手動で、ロータリスイッチの切換えにより行える。ゲート時間の設定を機械式にした理由は、ソフトウェアによる制御では処理時間が長くなり過ぎることによる。ゲート閉鎖時間 τ' はできるだけ短い方がより連続的なデータが計測できるが、CPUの処理時間がある程度必要であるので、 τ' は $6 \sim 13 \mu\text{s}$ となって

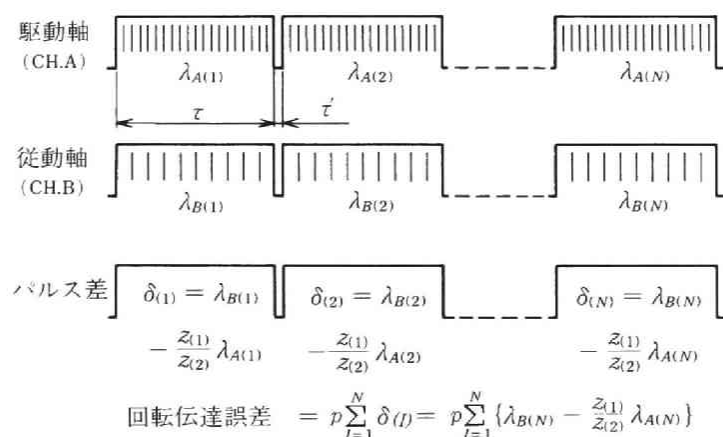


図4・2 回転伝達誤差の測定原理

いる。入力パルス A および B の周期は、 τ' の 20 倍以上となるように回転スケール取付け軸の回転数を設定した。

回転伝達誤差 $\Delta\theta$ は、駆動軸の回転に対する従動軸の進み、遅れであり、次式で表される。

$$\Delta\theta = p \sum_{I=1}^N \left\{ \lambda_{B(I)} - \frac{z_{(1)}}{z_{(2)}} \lambda_{A(I)} \right\} \dots\dots\dots (4 \cdot 1)$$

ここで、 $\lambda_{A(I)}$ は駆動軸 (CH. A) の I 番めのゲートの入力パルス数、 $\lambda_{B(I)}$ は従動軸 (CH. B) の I 番めのゲートの入力パルス数、 N はゲートの開閉する回数 (サンプル数)、 $z_{(1)}$ は駆動ベルト車の歯数、 $z_{(2)}$ は従動ベルト車の歯数、 p は回転スケールの割り出し角度である。

次に、ベルトとベルト車のかみあい始めならびにかみあい終わり時の位相角の調整方法について述べる。歯付ベルト伝動装置において、同一の試験ベルトを使用して位相角のみを変化させて他の諸条件を同一に保つことは困難である。

図 4・3 に、本実験で用いた位相角調整方法を示す。位相角は駆動ベルト車かみあい始めのベルト車歯の位置を基準 ($\rho_{pb(1)} = 0$) とし、従動ベルト車のかみあい始め部の位相角 $\rho_{pb(2)}$ を変化させる方法をとった。図のように、従動ベルト車の近傍に位相角調整用

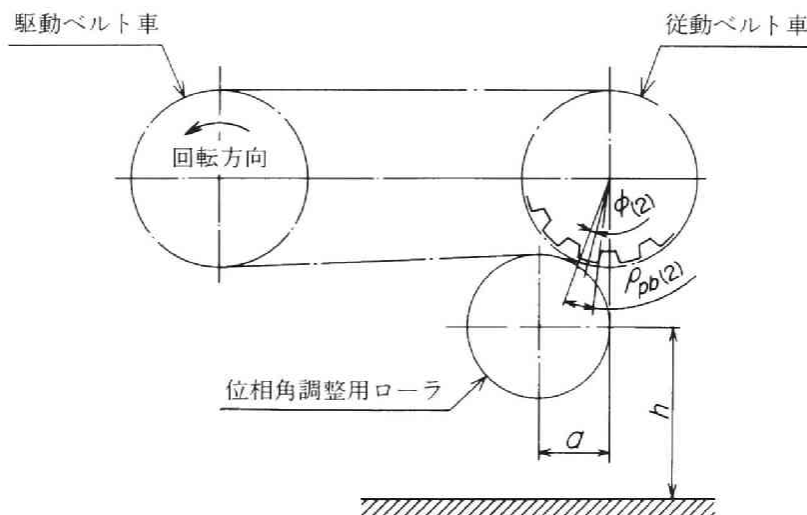
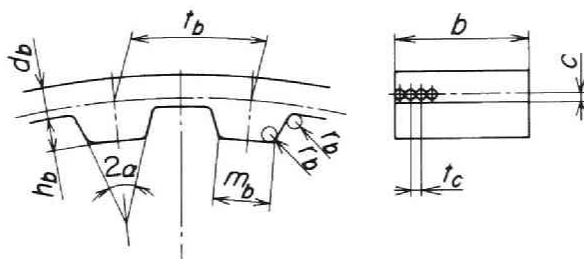


図 4・3 位相角の調整装置

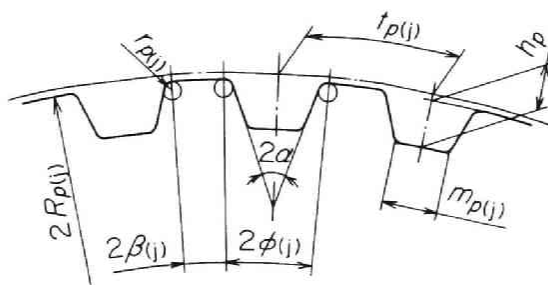
ローラ（6206玉軸受）を取付け、上下方向に移動させ得るようにしている。ローラと従動ベルト車の水平方向中心距離 a は31 mm一定で、基礎台からローラ中心までの垂直距離 h を変化させて、 $\rho_{pb(2)}$ を任意の角度に調整する。 h を変化させると初張力を一定に保たせるため、軸間距離が変化し、駆動ベルト車かみあい終わりの位相角 $\rho_{pe(1)}$ と、従動ベルト車かみあい終わりの位相角 $\rho_{pe(2)}$ が変化するが、前、後者とも変化量は最大の $\rho_{pb(2)}$ の7%程度であるので、いずれも無視した。またローラが接触するベルトのス



単位：mm(rad)

t_b	d_b	h_b	m_b	r_b	b	c	t_c	2α rad
9.525	1.7	1.9	3.25	0.5	19.0	0.45	0.75	0.698

(a) ベルトの形状と寸法



単位：mm(rad)

$z_{(j)}$	$t_{p(j)}$	$2R_{p(j)}$	$r_{p(j)}$	h_p	$m_{p(j)}$	2α rad	$2\phi_{(j)}$ rad	$2\beta_{(j)}$ rad	$\Delta t_{(j)}$
18	9.548	53.885	0.85	2.68	2.98	0.698	0.2333	0.1158	-0.023
36	9.543	108.49	0.85	2.68	3.01	0.698	0.1149	0.0597	-0.018

(b) ベルト車の形状と寸法

図 4・4 実験に使用したベルトとベルト車の形状と寸法

パン長さは、ローラが接触しない場合に比べ最大 0.3 % 程度長くなるが、本章では、ローラ取付けが回転伝達誤差に与える影響という観点からの研究は行っていない。

4・2・2 実験に使用した歯付ベルトとベルト車

図 4・4 に、実験に使用したベルトとベルト車の形状、寸法ならびにベルト歯とベルト車歯のピッチ差を示す。ベルトは、(a) に示すような寸法の市販されている 270 L075 形クロブレンゴムベルトで、歯数 $z_b=72$ 、ベルト幅 $b=19\text{mm}$ である。抗張体はガラスロープで、ベルト内周表面はナイロン帆布で覆われている。

(b) に示すベルト車の歯数は $z_{(1)}=18$ 、 $z_{(2)}=18, 36$ で、ピッチ差 $\Delta t_{(j)}$ は 18 歯のとき -0.018mm である。また、上述のベルトとベルト車を組合せた場合、 $z_{(1)}=z_{(2)}=18$ のとき、初張力が作用する前のベルトのスパン長さ $c_l \doteq 257\text{mm}$ 、従動側かみあい始めの位相角 $\rho_{pb(2)}=0$ 、 $z_{(1)}=18$ と $z_{(2)}=36$ のとき、 $c_l \doteq 213\text{mm}$ 、 $\rho_{pb(2)} \doteq 60\text{mrad}$ 、そのときの巻きつけ角は、 $\varrho_{(1)} \doteq 2.885\text{rad}$ 、 $\varrho_{(2)} \doteq 3.398\text{rad}$ である。

4・2・3 実験方法

ベルトの初張力設定（図 4・1 参照）は、駆動側軸受台を固定し、従動側軸受台の固定用ボルトを緩め、右端の張力調整用ボルトによって T 溝レール上の従動側軸受台を軸直角方向に移動させ、初張力設定後再び軸受台をレール上に固定することにより行った。ベルト張力の測定は、2・4・2 項で述べたように、ベルトを軽い棒で打撃し、その減衰音を FFT アナライザで周波数分析し、あらかじめ校正しておいたベルトの一次モード横振動固有振動数-張力曲線より求めた。

歯付ベルト車の回転数は、ウォーム減速機の平プーリを取り換えることにより変えられるが、本実験の場合、駆動ベルト車の回転数は 0.0108s^{-1} の 1 種類とした。このとき、駆動側に取付けた回転スケールのパルスの周期は、回転スケールの割り出し角度より $214\mu\text{s}$ となる。

2・3・1 項で述べたように、初張力の大きさによってベルト歯とベルト車歯の接触状態が異なるので、回転伝達誤差の測定は、かみあい状態が安定するまでベルト車をベルト走行方向に回転させたのち行った。

図 4・5 に回転伝達誤差測定の流れ図を示す。初張力の設定後、ロータリスイッチに

より適当なゲート時間 τ を設定する。つぎに磁気テープからプログラムを入力し、サンプル数 N 、駆動および従動ベルト車歯数 $z_{(1)}$ 、 $z_{(2)}$ 、ならびに τ をキーボードより入力する。データの読み込み開始信号もキーボードより入力する。回転伝達誤差 $\Delta\theta$ の演算は、データの読み込みが終了したのち行われる。

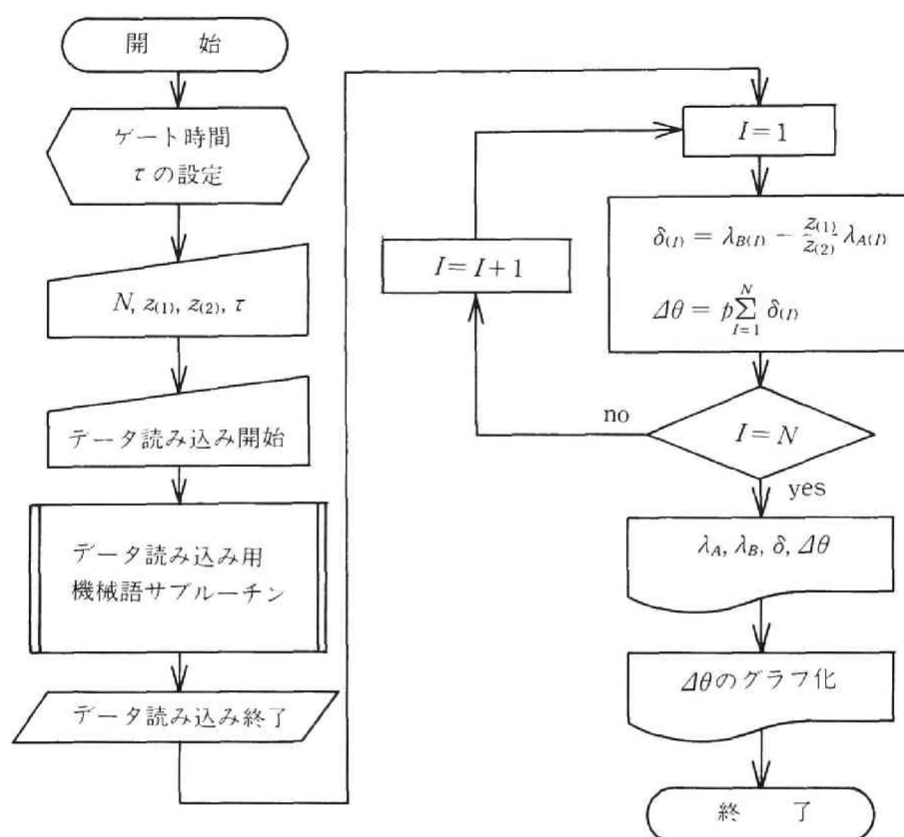


図 4・5 回転伝達誤差測定流れ図

4・3 実験結果と考察

4・3・1 回転伝達誤差に及ぼすベルトとベルト車の製作誤差の影響

歯付ベルトとベルト車のかみあいにもとづく回転伝達誤差を測定する前に、ベルト、ベルト車、軸などの製作誤差および取付け誤差が回転伝達誤差に及ぼす影響について実験を行った。ローラチェーンの回転むらの研究⁽⁵³⁾にも述べられているように、これらの誤差はベルトとベルト車のかみあいには関係なく、長周期で現れるものである。

図4・6に、ベルトおよびベルト車などの製作誤差にもとづく回転伝達誤差曲線を示す。たて軸は従動ベルト車の回転伝達誤差で、横軸は駆動ベルト車の回転角である。実験は、第3章で述べた回転伝達誤差の解析結果から、歯のかみあいにもとづく回転伝達誤差が生じないような条件を選んだ。すなわち、 $z_{(1)}=z_{(2)}=18$ とし、従動ベルト車のかみあい始めの位相角 $\rho_{pb(2)}=0$ とした。さらにゲート時間を $\tau=2s$ として、微小な回転伝達誤差を検出しないようにした。この場合、ベルト車が1ピッチ分の角度回転する間にゲートはおよそ2.5回開く。また、ベルト歯数が $z_b=72$ であるので、ベルト車が4回転するとベルト歯とベルト車歯のかみあい条件が完全にもとにもどる。図はベルトが2周する間の $\Delta\theta$ を示している。なお、本実験に使用したベルト車の偏心量は $z_{(1)}$ の方が 0.011 mm 、 $z_{(2)}$ の方が 0.021 mm であった。

図から明らかなように、ベルト車1回転とベルト1周を周期とする回転伝達誤差が明りように現れている。ベルト車1回転を周期とする誤差は、ベルト車の偏心、面振れ、軸のたわみ、軸受誤差などに起因すると考えられる。また、ベルト1周については、ベルト内周にはられた帆布の厚さむら、ベルトを製造するための金型の工作精度などによるベルト抗張体の中心からベルト歯底部表面までの寸法〔図4・4(a)の c 〕の変化、ベルト製造時のスピニングテンションの差異、スパイラルに巻かれた抗張体の

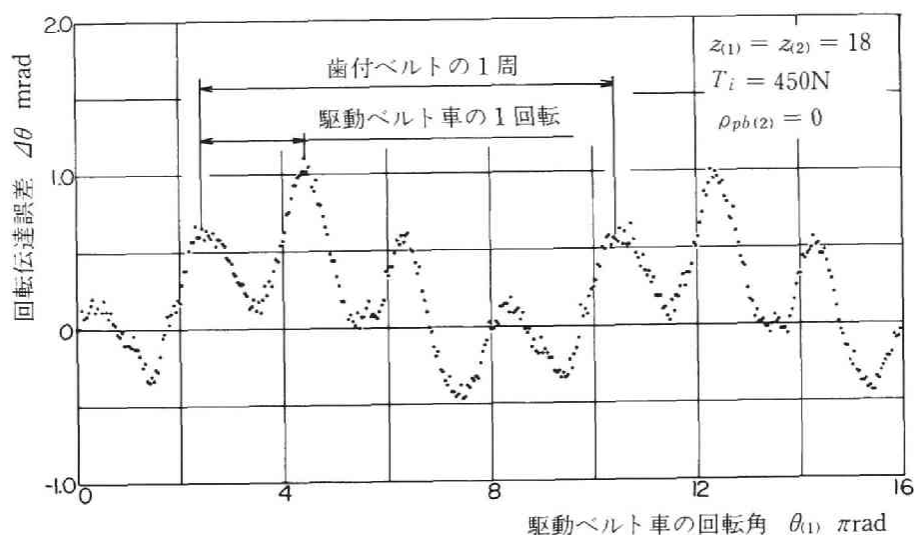


図4・6 回転伝達誤差に及ぼすベルトとベルト車の製作誤差の影響

端部の影響などによって、ベルトの弾性係数がベルト周上で異なってくることなどが考えられる。本章では、これらの誤差について論ずるのは本旨ではないので、詳しい検討は今後にゆずるが、4・3・2項以降で述べる実験には、このような製作誤作ができるだけ小さいベルトとベルト車を選んで使用した。

4・3・2 回転伝達誤差に及ぼす不完全かみあい部の歯の干渉の影響

図4・7に、ベルト歯とベルト車歯の不完全かみあい部の干渉が回転伝達誤差曲線に及ぼす影響を示す。歯付ベルト伝動装置には、ベルト車歯の1ピッチ分の回転角を周期とする明りょうな周期的回転伝達誤差があることを示している。いま、ベルト歯とベルト車歯の不完全かみあい部におけるかみあい干渉が回転伝達誤差に及ぼす影響を調べるために、ベルト歯を一つだけ削り取って実験を行った。図中において破線で示す削り取られたベルト歯は、かみあい図において、歯番号(1,3)の完全なかみあい状態に達するいく分手前(およそ1/5ピッチ分の角度)からベルト車歯と干渉状態に入るが、回転伝達誤差曲線の歯番号(1,3)の部分にみられるように、そこでは規則的な回転伝達誤差曲線が乱れ、振幅が小さくなっている。削り取られたベルト歯が歯番号(1,3)を越えてからは回転伝達誤差の振幅にほとんど変化はなく、かみあいを終える位置〔駆動ベルト車上のベルト巻きつけ角 $\varrho_{(1)}$ の矢印右端の歯番号(1,11)に相当する位置〕に達しても、影響は現れていない。本実験条件の場合、ベルト歯がベ

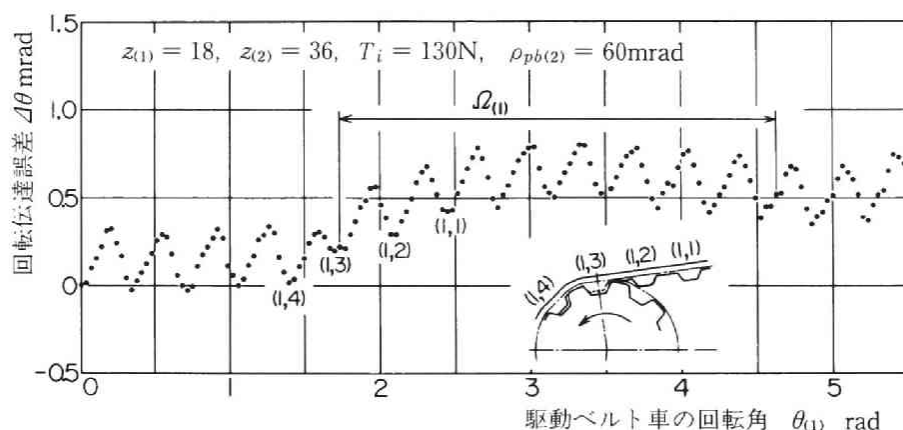


図4・7 回転伝達誤差に及ぼす不完全かみあい部の歯の干渉の影響

ルト車歯に接触するのはベルト走行方向側の歯面であり、歯番号(1,3)から(1,7)までの間である。歯番号(1,8)から(1,11)までのベルト歯面は、ベルト車歯面に接触していない。したがって、回転伝達誤差曲線には削り取られた歯がかみあい始めの位置にあるときのみしか影響を及ぼさず、かみあい終わり時には何ら変化がなかったものと考えられる。(1,3)の位置においても、ベルト車の多角形作用や従動ベルト車側でのかみあい干渉の影響により、回転伝達誤差は生じる。しかし、多角形作用による回転伝達誤差は小さく、また、従動ベルト車側の干渉は、ベルト車歯数が大きいと小さいので、ここでの回転伝達誤差の振幅は、小さくなったと考えられる。

これらのことより、歯付ベルト伝動装置の初張力作用時の静的領域における回転伝達誤差の主たる発生原因は、ベルト歯とベルト車歯の不完全かみあい部における歯の干渉であると考えることができ、第3章で述べた解析方法の基本的な考え方が正しいことを裏づけている。

なお、削り取られたベルト歯のため、駆動ベルト車で正側(従動ベルト車が進む方向)に移行した回転伝達誤差は従動ベルト車側で負側に移行し、ベルトが1周した後はもとの状態にもどる。

4・3・3 回転伝達誤差に及ぼす位相角の影響

ローラチェーン伝動装置における回転伝達誤差は、駆動側のかみあい始めと従動側のかみあい終わりとのローラ回転半径により定まり、従動側のかみあい始めの状態を無視し、位相角を駆動側のかみあい始めと従動側のかみあい終わりとの間で論じている⁽⁵³⁾⁽⁵⁵⁾。しかし、歯付ベルト伝動装置の場合、回転伝達誤差は、チェーン伝動装置と異なり、駆動・従動両ベルト車のかみあい始めおよびかみあい終わりの4箇所におけるベルト歯とベルト車歯のかみあい状態に大きく依存する。とくに、4・3・2項で述べたように、回転伝達誤差の主たる発生原因は、不完全かみあい部における歯の干渉であると考えられる。本実験条件の場合、4箇所の不完全かみあい部のうち、両ベルト車のかみあい終わり時はベルト歯とベルト車歯は干渉を起こさない、すなわち、両者の歯は接触しない状態でかみあいを終える。しかし、両ベルト車のかみあい始め部では干渉を起こしながらかみ込んで行くので、本節では、従動ベルト車かみあい始めの位相角 $\rho_{pb(2)}$ が回転伝達誤差に及ぼす影響について述べる。

図4・8に、 $\rho_{pb(2)}$ を0, 100 mrad, 175 mradと3種類変化させたとき、回転伝達誤差曲線がどのように変化するかを示す。 $\rho_{pb(2)}$ を変化させるには、図4・3で示す位相角調整用ローラの高さ h を変えることによる。プロットした点が実験結果で、実線と破線は計算結果である。計算方法は、3・2節において述べたとおりである。計算に用いた数値は、図4・4に示すベルトとベルト車の寸法のほか、ベルト歯のコンプライアンス $f_{(j,k)}=2.55\mu\text{m}/\text{N}$ 、ベルト抗張体の断面積と弾性係数の積、すなわちベルトの伸びに関する係数 $SE=147\text{ kN}$ 、ベルトとベルト車間の摩擦係数 $\mu=0.35$ とした。駆動ベルト車側の巻きつけ角 $\alpha_{(1)}$ は、 h が変化しても、 $z_{(1)}=z_{(2)}=18$ の場合、 $\pi\text{ rad}$ 一定とした。また、従動ベルト車側の巻きつけ角 $\alpha_{(2)}$ は、 $(\pi+\rho_{pb(2)})\text{rad}$ として計算を行った。

○印の $\rho_{pb(2)}=0$ の場合、本実験条件においては、理論的には $\Delta\theta_{ep}$ は0となる。実験結果も $\pm 50\mu\text{rad}$ の範囲でランダムにプロットされているだけで、規則的な回転伝達誤差は現れていない。実験点のばらつきは、駆動ならびに従動側の回転角度の測定に使

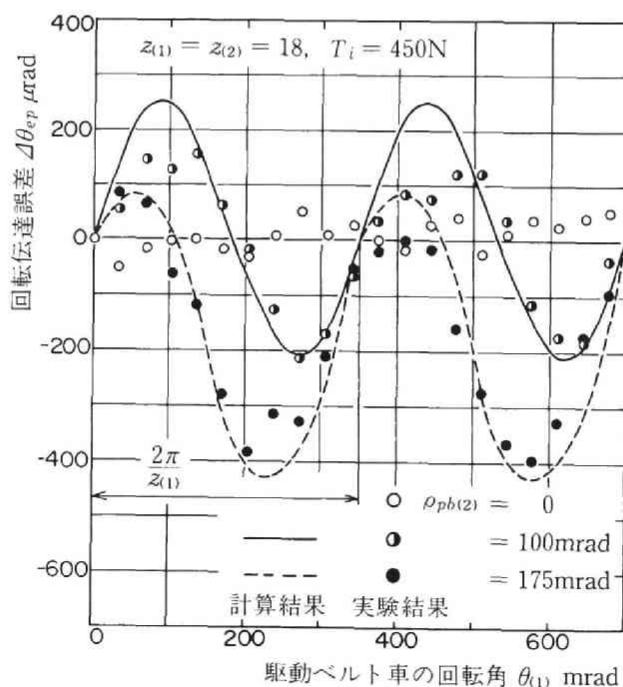


図4・8 回転伝達誤差に及ぼす位相角の影響

用した両回転磁気スケールの精度の差異，歯付ベルトとベルト車，軸受などの各種誤差ならびに各部の摩擦力の変化などによるものと考えられる。

●印の $\rho_{pb(2)} = 100 \text{ mrad}$ と ●印の $\rho_{pb(2)} = 175 \text{ mrad}$ の場合，図 4・7 と同様にベルト車の 1 ピッチを周期とする規則的な回転伝達誤差が明りょうに現れている。図 4・8 は 2 ピッチ分の回転角の結果しか表していないが，もっと長く実験点を取っても同様の結果が得られている。兩位相角の場合とも，回転伝達誤差曲線 $\Delta\theta_{ep}$ の $\theta_{(1)}$ に対する位相ならびに振幅の実験結果と，ベルトの弾性変形ならびにベルト車の多角形作用を考慮した計算結果はほぼ一致しており，3・2 節で述べた解析方法は妥当であるといえる。

図 4・9 に，回転伝達誤差の振幅 A_{ep} と位相角 $\rho_{pb(2)}$ の関係を示す。ここで，振幅とは $\Delta\theta_{ep}$ の最大値と最小値の差をいう。プロットした実験値は，図 4・3 の h を変化させて $\rho_{pb(2)}$ を大きい方から小さい方へ順次変化させ，初張力 T_i を 450N 一定に保って検出した回転伝達誤差曲線から決定したものである。また，実線は計算結果である。計算結果において， $\rho_{pb(2)} = 349 \text{ mrad}$ で位相角は再び 0 にもどるのであるが，前述したように， $\theta_{(2)}$ を $\pi + \rho_{pb(2)}$ として計算しているため，振幅 A_{ep} は 0 にもどっていない。

実験結果と計算結果の傾向は，比較的良好に一致している。振幅 A_{ep} が最大になる位相角は $\rho_{pb(2)} = 175 \text{ mrad}$ 付近で，この角度はベルト車のピッチ角度の 1/2 の位置である。これより，回転伝達誤差を小さくするには，従動ベルト車のかみあい始めの位相

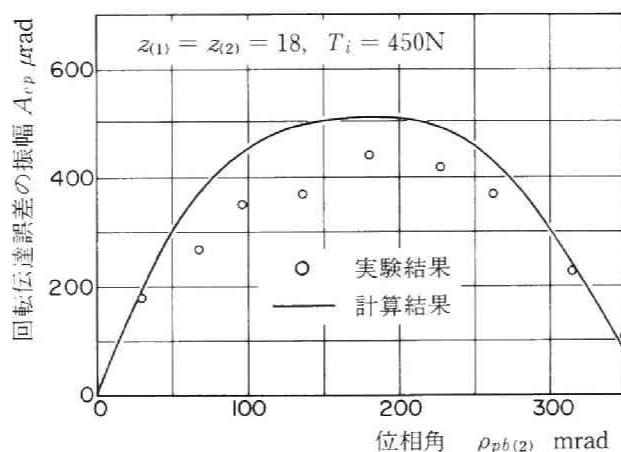


図 4・9 回転伝達誤差の振幅と位相角の関係

角を0に近づければよいことがわかる。全般的に、計算結果と実験結果の差異が比較的大きく出ている最大の原因は、図4・3に示す位相角調整用ローラが取り付けられているためと思われる。ローラを使用することによって、ローラとベルトの接触部やローラ軸受部に摩擦がないものとするれば、ベルトのスパン長さや巻きつけ角、 $\rho_{pb(2)}$ 以外の位相角が変化することによる定量的な解析はでき、それらの変化が、計算上回転伝達誤差に及ぼす影響はほとんどない。例えば、ベルトのスパン長さのみがローラ側と他の側とで20%異なっている、 A_{ep} はほとんど変わらない。しかし、実際にはローラとベルトの接触部やローラ軸受部の摩擦は無視できず、また、ローラの位置や大きさが変わると、この摩擦にも影響する。したがって、これらの摩擦が回転伝達誤差に影響を及ぼし、計算の仮定と実験条件のくい違いが大きくなったためと考えられる。

なお、駆動ベルト車歯数 $z_{(1)}=18$ 、従動ベルト車歯数 $z_{(2)}=36$ で実験した場合、図4・9に示すような振幅 A_{ep} と位相角 $\rho_{pb(2)}$ の明りょうな関係は現れなかった。これは、3・3節で述べた数値計算結果の傾向とも一致する。

4・3・4 回転伝達誤差に及ぼす初張力の影響

図4・10に、駆動ベルト車が2ピッチ分回転する間の従動ベルト車の回転伝達誤差

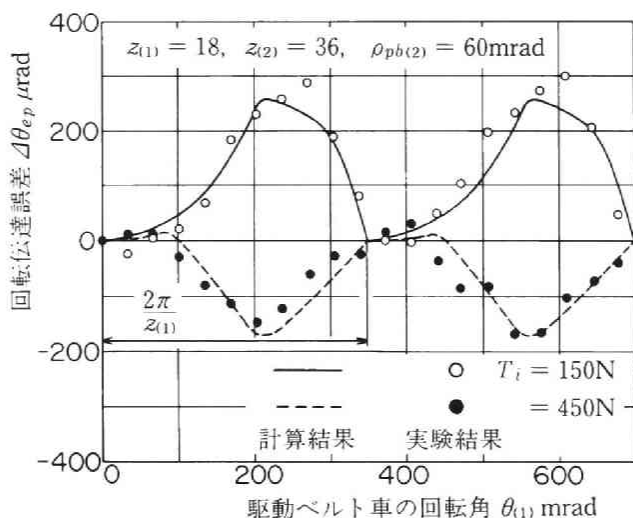


図4・10 回転伝達誤差に及ぼす初張力の影響

$\Delta\theta_{ep}$ を示す。 $z_{(1)}=18$, $z_{(2)}=36$ で、代表的な初張力として、 $T_i=150\text{N}$ ならびに 450N の場合について実験した。すなわち、実験に使用したベルトとベルト車の組合せの場合、駆動ベルト車において、初張力が 350N 程度まではベルトの走行方向側歯面と接触し、初張力が 350N 程度を越えると走行方向と反対側の歯面で接触するようになるので、このような二つの張力に設定したものである。

○印が $T_i=150\text{N}$ 、●印が $T_i=450\text{N}$ の実験点で、実線と破線はそれぞれの場合の計算結果である。この場合も、図4・7、図4・8と同様に $\Delta\theta_{ep}$ はベルト車の1ピッチを周期として規則的に変動しており、 $\Delta\theta_{ep}$ の $\theta_{(1)}$ に対する位相および振幅の実験結果と計算結果はよく一致している。

$T_i=150\text{N}$ の場合、 $\Delta\theta_{ep}$ は正側、すなわち従動ベルト車が進む方向にあり、また、 $T_i=450\text{N}$ の場合は負側、すなわち遅れる方向にあるが、これは駆動ベルト車歯の基準位置をおよそ 200mrad だけ遅らせた位置に取ると、正負は逆になり、進みまたは遅れの方法はあまり大きな意味を持たない。

図4・11に、回転伝達誤差 $\Delta\theta_{ep}$ の振幅 A_{ep} と初張力 T_i の関係を示す。○印は $\Delta\theta_{ep}$ 曲線から決定した実験結果で、実線は計算結果である。計算結果において、不連続点がC、Dの2箇所で見られている原因は、駆動側のベルトとベルト車のピッチの差 $\Delta t_{(1)}$ と従動側のそれ $\Delta t_{(2)}$ が異なるため、両ベルト車歯に接触する歯面の方向が反対になる張

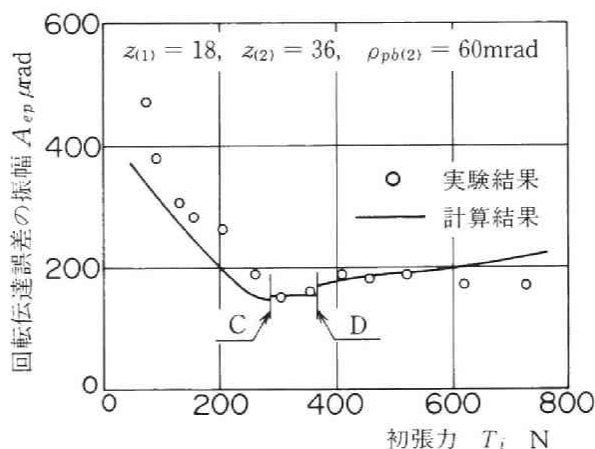


図4・11 回転伝達誤差の振幅と初張力の関係

力が異なってくるためである。すなわち、C点は従動ベルト車側の、D点は駆動ベルト車側の影響によるものである。

計算結果と実験結果は、比較的よく一致している。低張力時での両者の差異は、ベルト張力が小さいとベルトの曲げ剛性のため、ベルト車に巻きつく際、浮き上がったような状態になり、計算上仮定したかみあい状態と異なってくるためであり、また、高張力時には軸受部の摩擦力により、張り側とゆるみ側の張力差が完全には回転伝達誤差となって現れず、幾分緩和されるためと考えられる。

本実験に使用したベルトとベルト車の場合、初張力 $T_i = 300\text{N}$ 付近で使用すれば回転伝達誤差は、もっとも小さくなるといえる。また、初張力が小さくなれば軸荷重は小さくなって有利であろうが、回転伝達誤差を考慮するならば、ある程度以上の初張力を作用させておいた方がよい。

図4・7から図4・11に示した実験結果と計算結果から明らかなように、歯付ベルト伝動装置のベルト歯とベルト車歯のかみあいに起因する本質的な回転伝達誤差は、ローラチェーン伝動装置に比較して小さいと言える。むしろ、図4・6に示すように、ベルトならびにベルト車の製作誤差、取付け誤差などが回転伝達特性に及ぼす影響の方がはるかに大きくなり、注意をしなくてはならない点である。

4・4 結 言

歯付ベルト伝動装置が静的に回転し、初張力のみが作用している場合の回転伝達誤差の測定を行い、計算結果と比較検討した結果、次の結論を得た。

(1) マイクロコンピュータを記憶・演算装置として使った安価で、どのような歯数比のものも測定できる簡単なシステムの回転伝達誤差測定装置を試作し、実験したところ良好な性能を有することがわかった。

(2) 歯付ベルト伝動装置の回転伝達誤差は、主として不完全かみあい部でのベルト歯とベルト車歯の干渉によって引き起こされ、ベルト車歯のピッチを周期として変化することが確かめられた。

(3) 従動ベルト車のかみあい始めの位相角が回転伝達誤差に及ぼす影響についての実験結果と計算結果はほぼ一致した。その結果、位相角は0に近い方が回転伝達誤差が小さくなることが確認された。

(4) ベルト初張力と回転伝達誤差の関係の実験結果と計算結果はよく一致した。

この結果，回転伝達誤差を小さくし得る適切な初張力が存在することが確かめられた。

(5) 以上のことより，第3章で述べたベルトの弾性変形とベルト車の多角形作用を考慮した理論解析方法の有効性が確認された。

第5章 逆回転時における回転伝達誤差⁽⁶⁷⁾

5・1 緒 言

第1章で述べたように、歯付ベルト伝動装置は、メカトロニクスの隆盛とも関連し、正確な同期性あるいは位置ぎめなどを必要とする部分への利用が多くなってきた。なかでも、装置の機能上、ベルト車を正逆回転させて使用する場合がかなりある。例えば、シリアルプリンタの印字ヘッド駆動、工作機械のワークテーブルの位置ぎめ、産業用ロボットのアーム駆動などである。このとき、駆動ベルト車の正逆回転時における従動ベルト車の追従性、すなわち、回転伝達誤差が問題となる。しかし、正逆回転時における回転伝達誤差に関する研究は、いまだなされていない。

本章では、静的領域において初張力のみが作用し、ベルト車が正回転から逆回転した場合の回転伝達誤差について理論解析を行い、初張力、ピッチ差ならびにバックラッシュなどが回転伝達誤差に及ぼす影響について計算結果と実験結果を比較検討するとともに、逆回転時における回転伝達誤差を低減させる方法について言及する。

5・2 理 論 解 析

2・2・4項で述べたように、歯付ベルトを任意の初張力に設定し、ベルト車を一方向に回転させると、ベルト歯とベルト車歯のかみあい状態は漸次変化し、あるかみあい状態となって安定する。ベルト車の逆回転時における回転伝達誤差は、この安定したかみあい状態から逆方向にベルト車を回転させる場合について論じられる。

図5・1に、正回転ならびに逆回転時のベルト車歯のかみあい状態を示す。破線は正

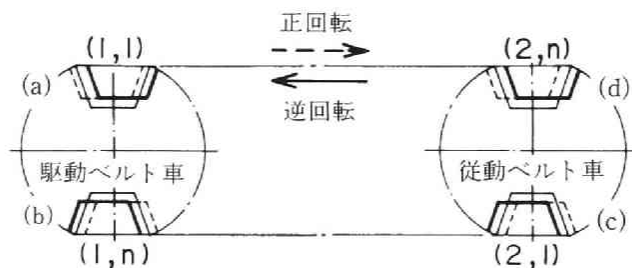


図5・1 正逆回転時のかみあい状態

回転時、太い実線はベルト車を逆回転させたのち安定したかみあい状態を示す。駆動ベルト車が破線の矢印の方向に正回転している場合、かみあい始めは図の(b)と(d)の部分であるが、実線の矢印の方向に駆動ベルト車を逆回転させると、かみあい始めはそれぞれ(a)と(c)になる。すなわち、(a)と(c)においては、ベルト歯とベルト車歯の接触状態がかみあい終わりからかみあい始めになるまで漸次変化し、安定することになる。(b)と(d)においては、その逆になって接触状態は安定する。このようにベルト車を逆回転させると、両ベルト車において、かみあい始めとかみあい終わりの接触状態が入れ替わるまで回転伝達誤差が生じることになる。

以上のことより、まず、ベルト車が逆回転して行く過程でのベルト歯とベルト車歯間の接触量の変化について述べる。ここで、問題を簡単化するために、接触量の変化によってベルト張力は変化しないものとする。また、接触量の変化は、ベルト車が1ピッチずつ回転する場合を考える。

図5・2に、ベルト1周分のかみあい始めならびにかみあい終わりのベルト歯とベルト車歯の接触状態を直線的に示す。図5・2(a)は、破線の矢印の方向に正回転させてベルト歯とベルト車歯が安定している接触状態を示す。図5・2(b)は、(a)の状態から駆動ベルト車を $\theta_{(1)}$ だけ実線の矢印の方向に逆回転させたとき、ベルト車がピッチ線上で長さ $x_{p(1)}$ だけ移動したときの接触状態を示す。ここで、3・2・2項で述べたように、ベルト歯の歯番号は (j, k) で表し、図5・1に示すように、 $j=1$ のとき駆動側を、 $j=2$ のとき従動側を示す。また、 $k=1$ のとき逆回転時のかみあい始めを、 $k=n$

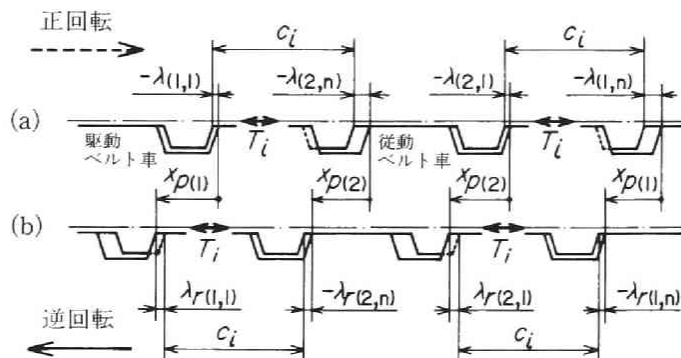


図5・2 ベルト1周の接触状態

のときかみあい終わりを示す。ただし、 n は任意の正の整数とする。

図 5・2 に示すように、当初、正回転時においてベルト歯とベルト車歯の接触量が、かみあい始めならびにかみあい終わりにおいてそれぞれ $\lambda_{(j,1)}$ 、 $\lambda_{(j,n)}$ とする。この状態からベルト車が逆回転し、駆動ベルト車が $x_{p(1)}$ だけ移動したことにより、接触量が $\lambda_{r(j,1)}$ ならびに $\lambda_{r(j,n)}$ となり、従動ベルト車が $x_{p(2)}$ だけ移動したとすると、駆動側と従動側のベルト車の移動量の差 $x_{p(2)} - x_{p(1)}$ は、図の(a)および(b)より、次式で表される。

$$x_{p(2)} - x_{p(1)} = \{\lambda_{r(2,1)} - \lambda_{(2,1)} + \lambda_{r(2,n)} - \lambda_{(2,n)}\} / 2 - \{\lambda_{r(1,1)} - \lambda_{(1,1)} + \lambda_{r(1,n)} - \lambda_{(1,n)}\} / 2$$

ここで、正逆回転時における接触量の正負は、逆回転時のベルト走行方向と反対側のベルト歯面がベルト車歯面に接触する場合を正、接触しない場合を負とする。また、ベルト車回転中における軸受摩擦、慣性力、ベルト歯底部とベルト車歯先部間での移動すべりなどを無視すると、逆回転時のかみあい始めならびにかみあい終わりのベルト移動量は等しくなる。したがって、上式より、両ベルト車の移動量の差は、次式で表される。

$$x_{p(2)} - x_{p(1)} = \{\lambda_{r(2,1)} - \lambda_{(2,1)}\} - \{\lambda_{r(1,1)} - \lambda_{(1,1)}\} \cdots \cdots (5 \cdot 1)$$

ここで、右辺第 1 項は、正回転時の接触状態から従動ベルト車が $\theta_{(2)}$ だけ逆回転したときのベルトの接触変化量を表し、第 2 項は、駆動ベルト車におけるそれを表している。式 (5・1) から、逆回転時における回転伝達誤差は、駆動ならびに従動側におけるかみあい始めの接触量を考えればよいことになる。両ベルト車の接触変化量を $\Delta\lambda_{(j)}$ とすると、式 (5・1) より、 $\Delta\lambda_{(j)}$ は次式で表される。

$$\Delta\lambda_{(j)} = \lambda_{r(j,1)} - \lambda_{(j,1)} \cdots \cdots (5 \cdot 2)$$

次に、ベルト車が 1 ピッチ分だけ逆回転した場合のベルトの接触変化量について考える。今、ベルト車がピッチ線上でベルト車ピッチ $t_{p(j)}$ 分だけ移動したとすると、かみあう前に初張力によって伸ばされていたベルトピッチは、かみあい始めにおいて、ベルト歯底部とベルト車歯先部間の摩擦力によって変化する。このときのベルトピッチの長さを t_b' とすると、 $(j,1)$ 歯めにおけるベルトの接触変化量は、2・2・4 項で述べた理由により、 $t_b' - t_{p(j)}$ になる。この変化量が 0 となるのは、 $t_b' = t_{p(j)}$ の場合であり、そのときのベルト張力を $T_{c(j)}$ とすると、 $T_{c(j)}$ は次式で表される。

$$T_{c(j)} = - \frac{SE}{t_b - s'_{(j)} + s_{o(j)}} \Delta t_{(j)} \dots \dots \dots (5 \cdot 3)$$

ここで、 $s'_{(j)}$ は、ベルト車歯先部に巻きつくベルト長さを示し、 $s'_{(j)} = 2\{\beta_{(j)}R_{c(j)} + \phi_{(j)}r_{c(j)}\}$ である。また、 $s_{o(j)}$ は、式(2・19)の $\Delta s_{(j,k)}$ に $SE/T_{(j,k)}$ を乗じた値である。このときの $T_{(j,k)}$ は、ベルトがベルト車に巻きつく前のベルト張力であり、式(2・18)において、 $\beta_{1(j,k)} = \beta_{3(j,k)} = \phi_{(j)}$ 、 $\beta_{2(j,k)} = 2\beta_{(j)}$ とした場合である。

$T_{c(j)}$ を用いて、ベルト車が1ピッチだけ逆回転したときのベルトの接触変化量 $\Delta \lambda_{b(j)}$ は、次式で表される。

$$\Delta \lambda_{b(j)} = \frac{t_b - s'_{(j)} + s_{o(j)}}{SE} \{T_i - T_{c(j)}\} \dots \dots \dots (5 \cdot 4)$$

ベルト車が逆回転して、ベルト歯とベルト車歯の接触状態が安定するまでのベルトの最大接触変化量 $\Delta \lambda_{b(j)max}$ は、次式で表される。

$$\Delta \lambda_{b(j)max} = \pm \{\lambda_{(j,1)} + \lambda_{(j,n)} + b_{l(j)}\} \dots \dots \dots (5 \cdot 5)$$

ここで、右辺の符号は $j=1$ のとき+、 $j=2$ のとき- とする。

駆動ならびに従動ベルト車の接触状態がそれぞれ安定するまでの回転角 $\theta_{e(j)}$ は、式(5・4)および式(5・5)より、次式で表される。

$$\theta_{e(j)} = \left| \frac{SE\{\lambda_{(j,1)} + \lambda_{(j,n)} + b_{l(j)}\}}{\{t_b - s'_{(j)} + s_{o(j)}\}\{T_i - T_{c(j)}\}} \right| \frac{2\pi}{z_{(j)}} \dots \dots \dots (5 \cdot 6)$$

逆回転時の回転伝達誤差 $\Delta \theta_r$ は、駆動ベルト車の回転にともなう相対的な従動ベルト車の進み角、または遅れ角として表され、 $\theta_{(1)}$ が $0 < \theta_{(1)} < \theta_{e(j)}$ の範囲で発生することになる。 $\theta_{(1)} > \theta_{e(j)}$ の範囲になったのちは、駆動ならびに従動側とも接触状態は安定し、 $\Delta \theta_r$ は生じない。駆動または従動ベルト車のいずれか一方の接触状態が安定するまでの範囲において、 $\theta_{(1)}$ だけ逆回転したときの $\Delta \theta_r$ は、次式で表される。

$$\Delta \theta_r = \frac{z_{(1)}\theta_{(1)}}{2\pi} \frac{t_b - s'_{(j)} + s_{o(j)}}{SE} \{T_{c(1)} - T_{c(2)}\} / R_{c(2)} \dots \dots \dots (5 \cdot 7)$$

ここで、 $\Delta \theta_r$ が正のとき、従動ベルト車は駆動ベルト車の回転角に対して進み、負のとき、それは遅れることを示す。いずれか一方のベルト車の接触状態が安定したのちの $\Delta \theta_r$ は、式(5・6)の $\theta_{e(1)}$ と $\theta_{e(2)}$ のどちらが大であるかで定まり、次式で表される。

$$\left. \begin{array}{l} \text{(i) } \theta_{e(1)} > \theta_{e(2)} \text{ の場合} \\ \Delta\theta_r = \left[x_{b(2)max} - \frac{z_{(1)}\theta_{(1)}}{2\pi} \frac{t_b - s'_{(j)} + s_{o(j)}}{SE} \{T_i - T_{c(1)}\} \right] / R_{c(2)} \\ \text{(ii) } \theta_{e(1)} < \theta_{e(2)} \text{ の場合} \\ \Delta\theta_r = \left[x_{b(1)max} + \frac{z_{(1)}\theta_{(1)}}{2\pi} \frac{t_b - s'_{(j)} + s_{o(j)}}{SE} \{T_i - T_{c(2)}\} \right] / R_{c(2)} \end{array} \right\} \dots\dots (5.8)$$

また、駆動あるいは従動ベルト車が逆回転開始前にすでに安定した接触状態であるとき、安定していない側の回転伝達誤差を $\Delta\theta_{r(j)}$ とすると、 $\Delta\theta_{r(j)}$ は次式で表される。

$$\Delta\theta_{r(j)} = \pm \frac{z_{(1)}\theta_{(1)}}{2\pi} \frac{t_b - s'_{(j)} + s_{o(j)}}{SE} \{T_i - T_{c(j)}\} / R_{c(2)} \dots\dots\dots (5.9)$$

ここで、右辺の符号は $j=1$ のとき－、 $j=2$ のとき＋とする。

5・3 実験結果と計算結果の比較検討

本節では、正回転時において安定した接触状態からベルト車が逆回転したとき、初張力、ピッチ差およびバックラッシュなどが回転伝達誤差に及ぼす影響について実験を行い、5・2 節の理論解析を用いて行った数値計算結果と比較検討した。

5・3・1 実験装置と実験方法

実験装置は、4・2 節で述べたものと同一のものを使用した。すなわち、駆動ならびに従動ベルト車の軸端にそれぞれ回転磁気スケールを取付け、それからのパルス信号を、ゲート回路、カウンタ回路に通しインタフェースを介してマイクロコンピュータの RAM に連続的に読み込んだのち、二軸間の相対的な回転伝達誤差を演算処理した。理論解析は静的領域におけるものなので、駆動ベルト車の回転数は、 0.0108s^{-1} と一定にし、データを読み込むためのゲート時間の設定は、 $\tau=5\text{ s}$ とした。本実験に使用した回転スケールの割り出し角度は $14.54\mu\text{rad}$ なので、この場合、ゲートが開いている間に読み込むパルス数は、約 23500 パルスとなる。

$\Delta\theta_r$ を測定するために、初張力を設定したのち、駆動ベルト車を一方向に回転し接触状態を安定させて、2・4・2 項で述べた方法によりベルトの張力を測定する。その後、駆動ベルト車を逆回転させ、それと同時に回転伝達誤差のデータ読み込みを開始

する。また、駆動側あるいは従動側の接触状態が逆回転時において、すでに安定している場合の $\Delta\theta_{r(j)}$ を測定するために、駆動ベルト車を固定し、従動軸に取付けた平プーリーに時計方向、または反時計方向にワイヤロープを巻きつけ、その先端におもりを順次つり下げる。このおもりによってベルトとベルト車間で移動すべりを強制的に生じさせ、いずれかのベルト車における接触状態を安定した状態に変化させたのち、おもりを取り除いて逆回転時における回転伝達誤差の実験を行った。

表 5・1 に、実験に使用したベルト車の主要寸法を示す。ベルト車歯数はいずれも 18 歯とし、No.4 と No.5 は市販品で、No.1～No.3 は試作したベルト車である。とくに、No.1 と No.2 は、 $\Delta t_{(j)}$ をできるだけ等しくしたもので、 $\Delta t_{(1)} = \Delta t_{(2)}$ とするには、両ベルト車の外径を等しくすればよい。この一對のベルト車は、ホブ切によって歯形を創成し、その外周を研削したのち、二つに分割したものである。また、No.1～No.3 の $b_{l(j)}$ は、外周を研削したので市販品よりも 0.01mm 程度小さくなっている。

ベルトは、市販されている 270L 形(ベルトピッチ $t_b = 9.525\text{mm}$ 、歯数 $z_b = 72$ 歯)のクロコプレングムベルトで、ベルト幅 b は 9.5mm と 19mm の二種類のものを使用した。ここで、両ベルトの製造上のバラツキをできるだけ少なくするため、 $b = 9.5\text{mm}$ のベルトは、同一ロットで製造された $b = 19\text{mm}$ のベルトを二分割した。実験は、これらのベルトとベルト車を適宜組合せて行った。なお、 $\Delta t_{(j)}$ は、ベルト車にベルトを軽く巻きつけた場合の計算値である。

表 5・1 実験に使用した歯付ベルト車

単位：mm

No.	試 作 品			市 販 品	
	1	2	3	4	5
$\Delta t_{(j)}$	-0.0149	-0.0152	-0.0160	-0.0241	-0.0266
$2R_{c(j)}$	53.787	53.790	53.765	53.870	53.848
$b_{l(j)}$	0.45	0.45	0.04	0.46	0.05

5・3・2 回転伝達誤差に及ぼす初張力の影響

市販のベルト車を無作為に購入した場合、外径の寸法公差は、 $z_{(j)} = 18$ 歯の場合

$+0.10 \sim 0 \text{ mm}$ であるため⁽¹⁰⁾⁽¹²⁾，ベルト車の外径が同一であることは，まれである。すなわち，一般に，両ベルト車のピッチ差が異なった状態で使用される。このため， T_i が $\Delta\theta_r$ に及ぼす影響についての実験は，表 5・1 の No.2 と No.4 のベルト車を使用し，ベルトは $b=19 \text{ mm}$ のものを使用した。

$\Delta\theta_r$ は，正回転時のかみあい始めならびにかみあい終わりのベルト歯とベルト車歯の接触状態に大きく影響されるものと考えられる。このため，まず，この接触状態についての数値計算を行った。計算に用いた数値は表 5・1 の数値のほか，ベルト歯のコンプライアンス $f_{(j,k)} = 2.55 \mu\text{m/N}$ ，ベルトの伸びに関する係数 $SE = 147 \text{ kN}$ ，ベルトとベルト車間の摩擦係数 $\mu = 0.35$ とした。

図 5・3 に，初張力 T_i が接触量 $\lambda_{(j,k)}$ に及ぼす影響を示す。図中の実線ならびに破線は，正回転時の安定した接触状態における駆動側のかみあい始めおよびかみあい終わりの接触量 $\lambda_{(1,1)}, \lambda_{(1,n)}$ を示し，一点鎖線ならびに二点鎖線は従動側の $\lambda_{(2,1)}, \lambda_{(2,n)}$ を示す。 $b_{l(j)} \cong 0.46 \text{ mm}$ であるため，接触量が 0 から -0.46 mm の間では，ベルト歯とベルト車歯は接触しない状態にある。接触量が正のときベルト走行方向と反対側のベルト歯面がベルト車歯面に接触し， -0.46 mm 以下ではその逆の歯面が接触する。

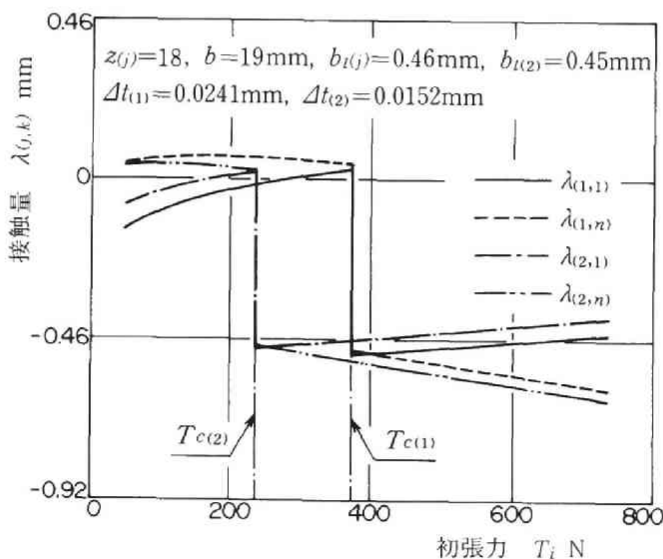


図 5・3 正回転時における接触量に及ぼす初張力の影響

両ベルト車において接触量が、ある T_i で不連続となっているのは、2・3・2 項で述べたように、 T_i の大きさによってベルト歯とベルト車歯の接触方向が入れ替わるため、この張力が $t_{p(j)} = t'_b$ となる $T_{c(j)}$ である。この $T_{c(j)}$ は、式 (5・3) より、 $\Delta t_{(j)}$ が負に大きくなる程大となる。駆動側と従動側の $\Delta t_{(j)}$ に差があるため、図より明らかなように、 T_i が $T_i < T_{c(2)}$, $T_{c(2)} < T_i < T_{c(1)}$ および $T_i > T_{c(1)}$ の範囲によって駆動側と従動側の接触方向は異なる。ベルト車は、このような接触状態から逆回転するため、 $\Delta\theta_r$ は T_i の影響を大きく受けることになる。

図 5・4 に、回転伝達誤差の実験結果を示す。○印が正回転における $\Delta\theta$ 、●印が逆回転における $\Delta\theta_r$ を示す。また、◐印は前項で述べた実験方法により、従動側の接触状態が逆回転開始前にすでに安定し、駆動側のみの接触状態が変化して行く $\Delta\theta_{r(1)}$ を示し、◑印は従動ベルト車のみの $\Delta\theta_{r(2)}$ を示す。いずれの実験結果においても、ほぼ

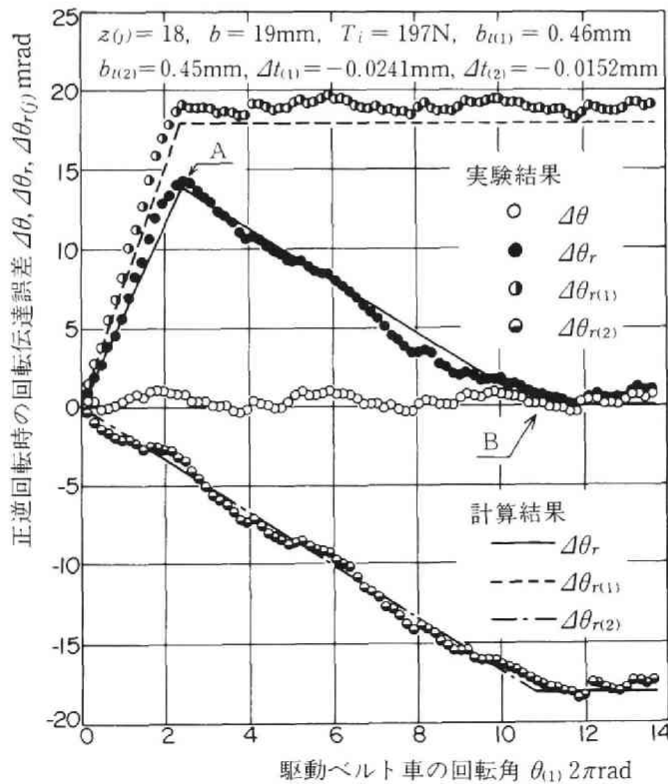


図 5・4 正逆回転時の回転伝達誤差

$8\pi\text{rad}$ を周期として回転伝達誤差が変動している。これは、 $z_{(j)}=18$ 歯、 $z_b=72$ 歯であるため、 $4\cdot3\cdot1$ 項で述べたベルト 1 周を周期とする $\Delta\theta$ である。また、ベルト車に多少の偏心があるため、ベルト車 1 回転を周期とする $\Delta\theta$ も確認されたが、横軸のオーダが大きいため、図には現れていない。ただし、ベルト車 1 ピッチを周期とする $\Delta\theta$ は、本実験条件 ($z_{(1)}=z_{(2)}=18$, $\rho_{pb(j)}=0$) の場合、理論的には生ぜず、実験でも認められなかった。

実験結果において、 $\theta_{(1)}$ の増加にともない、 $\Delta\theta$ はほぼ一定であるが、 $\Delta\theta_r$ は明らかに現れている。 $\Delta\theta_r$ は、図中の A 点まで増加し、A 点から B 点まで減少して 0 近傍で安定している。この傾向を、 $\Delta\theta_{r(j)}$ より検討する。まず、 $\Delta\theta_{r(1)}$ と $\Delta\theta_{r(2)}$ を比較すると、 $\Delta\theta_{r(1)}$ は正に、 $\Delta\theta_{r(2)}$ は負に生じて安定している。これは、 $T_i=197\text{N}$ の場合、図 5・3 より明らかなように、 $\lambda_{(j,k)}$ が正であるため、接触状態が安定するまでのベルトの移動方向がベルト走行方向となることによる。また、 $\Delta\theta_{r(j)}$ が安定するまでの $\theta_{(1)}$ は、 $T_i < T_{c(2)}$, $T_{c(1)} > T_{c(2)}$ のため、 $\Delta\theta_{r(1)}$ よりも $\Delta\theta_{r(2)}$ の方が大きくなる。このように

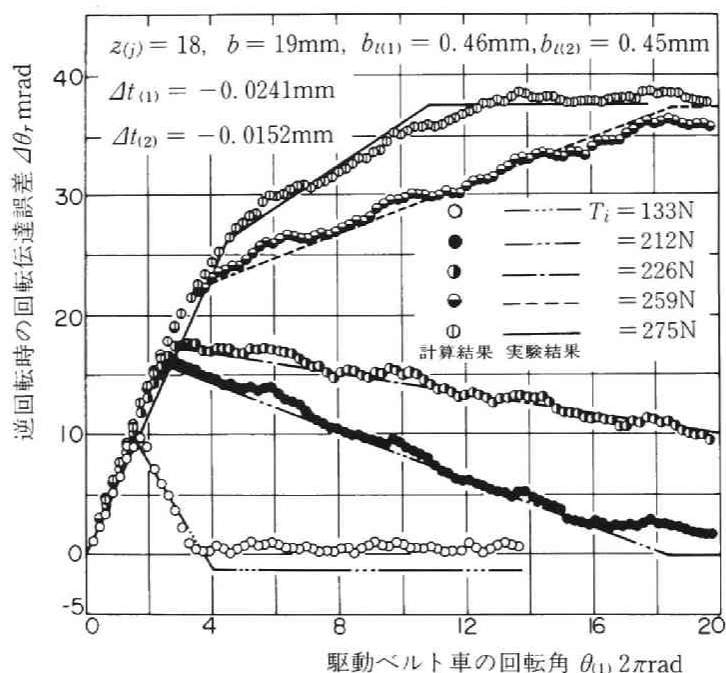


図 5・5 初張力による逆回転時の回転伝達誤差の傾向

生じる $\Delta\theta_{r(j)}$ の実験結果より明らかなように、 $\Delta\theta_r$ は $\Delta\theta_{r(1)}$ と $\Delta\theta_{r(2)}$ の和として現れる。すなわち、 $\Delta\theta_r$ は、A 点までは駆動側の接触状態が安定するまでの範囲で、A B 間では従動側のみが安定するまでの範囲である。

実験結果の傾向は、計算結果とよく一致している。とくに、 $\Delta\theta_{r(1)}$ と $\Delta\theta_{r(2)}$ の挙動により、 $\Delta\theta_r$ が生じていることなどは、5・2 節の理論解析が妥当であることを裏づけている。

図 5・5 に、 T_i をパラメータとして $\theta_{(1)}$ と $\Delta\theta_r$ の関係を示す。実験結果において、 $\theta_{(1)}$ にともなう $\Delta\theta_r$ の立ち上がりの傾向は、 T_i の大きさに関係なくすべて正に生じ、それらの勾配はほぼ等しい。これは、式 (5・7) に示すように、この間での $\Delta\theta_r$ は、主として $T_{c(1)}$ と $T_{c(2)}$ の大小とその差によって正負と勾配が定まることによる。また、その後の $\Delta\theta_r$ の傾向は T_i の大きさによって異なり、○、●、◎印の T_i のように、 $\Delta\theta_r$ は減少して安定する場合と、◐、◑印のように、 $\Delta\theta_r$ はそのまま増加して安定する場合がある。図 5・3 より、 $T_{c(1)} \cong 370\text{N}$ 、 $T_{c(2)} \cong 240\text{N}$ であるため、 $\Delta\theta_{r(1)}$ は $T_i < 370\text{N}$ のとき正、 $T_i > 370\text{N}$ のとき負となる。また、 $\Delta\theta_{r(2)}$ は $T_i \cong 240\text{N}$ を境界として同様の正負となる。このため、 $T_i < 240\text{N}$ の範囲では $\Delta\theta_{r(j)}$ が正負で現れ、 $\Delta\theta_r$ は減少するが、 $240\text{N} < T_i < 370\text{N}$ のとき、 $\Delta\theta_{r(j)}$ はともに正となり、 $\Delta\theta_r$ は増加することになる。なお、 $T_i > 370\text{N}$ の場合、 $\Delta\theta_r$ の実験結果は、 $T_i < 240\text{N}$ と同様の傾向になる。

図 5・6 に、 $\Delta\theta_r$ が 0 から最大となる値 $\Delta\theta_{rmax}$ ならびに $\Delta\theta_r$ が安定するまでの駆動ベルト車の回転角 $\theta_{(1)max}$ に及ぼす T_i の影響を示す。ここで、 $\Delta\theta_{rmax}$ ならびに $\theta_{(1)max}$ は、 $T_{c(j)}$ 、 T_i などの大きさによって異なり、次式で表される。

〈i〉 $T_{c(1)} > T_{c(2)}$ の場合

(1) $\theta_{e(1)} > \theta_{e(2)}$ 、 $T_i < T_{c(1)}$ のとき

$$\Delta\theta_{rmax} = \Delta\theta_{x(1)} + \Delta\theta_{x(2)}, \theta_{(1)max} = \theta_{e(1)}$$

(2) $\theta_{e(1)} > \theta_{e(2)}$ 、 $T_i > T_{c(1)}$ のとき

$$\Delta\theta_{rmax} = \Delta\theta_{x(2)} - \psi_{(1)}\theta_{e(2)}, \theta_{(1)max} = \theta_{e(1)}$$

(3) $\theta_{e(1)} < \theta_{e(2)}$ 、 $T_i < T_{c(2)}$ のとき

$$\Delta\theta_{rmax} = \Delta\theta_{x(1)} + \psi_{(2)}\theta_{e(1)}, \theta_{(1)max} = \theta_{e(2)}$$

(4) $\theta_{e(1)} < \theta_{e(2)}$ 、 $T_i > T_{c(2)}$ のとき

$$\Delta\theta_{rmax} = \Delta\theta_{x(1)} + \Delta\theta_{x(2)}, \theta_{(1)max} = \theta_{e(2)}$$

〈ii〉 $T_{c(1)} < T_{c(2)}$ の場合

(1) $\theta_{e(1)} > \theta_{e(2)}, T_i < T_{c(2)}$ のとき

$$\Delta\theta_{rmax} = \Delta\theta_{x(2)} - \psi_{(1)}\theta_{e(2)}, \theta_{(1)max} = \theta_{e(1)}$$

(2) $\theta_{e(1)} > \theta_{e(2)}, T_i > T_{c(1)}$ のとき

$$\Delta\theta_{rmax} = \Delta\theta_{x(1)} + \Delta\theta_{x(2)}, \theta_{(1)max} = \theta_{e(1)}$$

(3) $\theta_{e(1)} < \theta_{e(2)}, T_i < T_{c(2)}$ のとき

$$\Delta\theta_{rmax} = \Delta\theta_{x(1)} + \Delta\theta_{x(2)}, \theta_{(1)max} = \theta_{e(2)}$$

(4) $\theta_{e(1)} < \theta_{e(2)}, T_i > T_{c(2)}$ のとき

$$\Delta\theta_{rmax} = \Delta\theta_{x(1)} + \psi_{(2)}\theta_{e(1)}, \theta_{(1)max} = \theta_{e(2)}$$

(5・10)

ここで、 $\psi_{(j)} = \Delta\lambda_{b(j)} / R_{c(2)}$, $\Delta\theta_{x(j)} = \Delta\lambda_{b(j)max} / R_{c(2)}$ とする。

図 5・6 において、プロットした点が実験値で、○印は、図 5・5 の $T_i = 133\text{N}$ のように $\Delta\theta_r$ の安定する位置が 0 近傍の場合、●印は、図 5・5 の $T_i = 275\text{N}$ のように $\Delta\theta_r$ が増加したまま安定する場合を示す。実験結果ならびに計算結果とも $\theta_{(1)max}$ は、 $T_i = 240\text{N}$ と 370N の近傍で急激に増加している。これらの T_i は $T_{c(j)}$ の近傍であり、 T_i が $T_{c(j)}$ に近づく程、 $\Delta\theta_{r(j)}$ の安定するまでの $\theta_{(1)}$ が大となるためである。理論値は、C、D 点 (■印) で不連続となる。C 点は、この T_i で $\Delta\theta_{r(2)}$ が 0 となり、 $\Delta\theta_{r(2)}$ のみが $\Delta\theta_r$ となるために生じる。D 点においては、その逆に $\Delta\theta_{r(1)}$ が 0 となることによって生じる。 $\Delta\theta_{rmax}$ も $T_{c(j)}$ において不連続を生じている。これは、前述したように、 T_i が $T_{c(j)}$ の範囲によって $\Delta\theta_r$ の安定する位置が異なることによる。

図より明らかなように、 $\theta_{(1)max}$ および $\Delta\theta_{rmax}$ は、 T_i が $T_{c(j)}$ の近傍で最大となる。第 3、4 章で述べたベルト車の 1 ピッチを周期とする $\Delta\theta$ は、 $T_{c(j)}$ の近傍に T_i を設定すれば、最も少なくすることができた。しかしながら、逆回転時の $\Delta\theta_r$ は、 $T_{c(j)}$ の近傍に T_i を設定すれば、安定した接触状態に達するまでに最も時間がかかることになる。

5・3・3 回転伝達誤差に及ぼすピッチ差の影響

5・3・2 項で述べたように、 $\Delta\theta_r$ は $T_{c(j)}$ によって大きく影響される。すなわち、両ベルト車のピッチ差の差によって $\Delta\theta_r$ が発生しているものと考えられる。このことを確認するために、表 5・1 の No.1 と No.2 のベルト車を用いて、 $\Delta t_{(1)} \approx \Delta t_{(2)}$ の場合につ

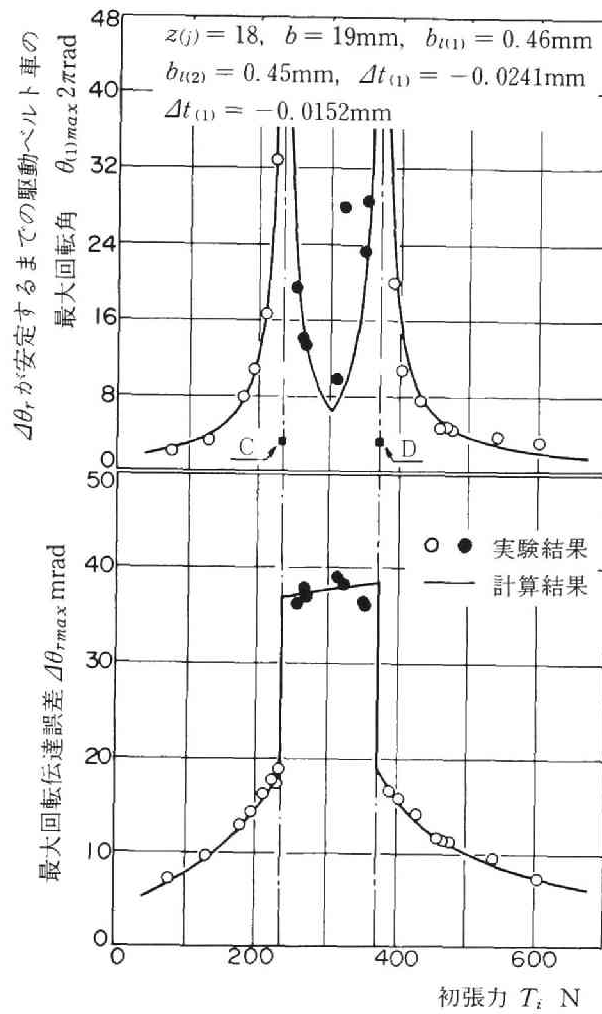


図 5・6 最大回転角および最大回転伝達誤差に及ぼす初張力の影響

いて実験を行った。

図 5・7 に、 $\Delta t_{(1)} \cong \Delta t_{(2)}$ における回転伝達誤差の実験結果を示す。実験条件は $\Delta t_{(1)}$ を除いて、図 5・4 の場合とほぼ同様である。実験結果より明らかなように、 $\Delta\theta_{r(j)}$ は生じるが、正回転における $\Delta\theta$ と逆回転における $\Delta\theta_r$ にはほとんど差がなく、両ベルト

車のピッチ差が等しい場合では、 $\Delta\theta_r$ は生じないことが確認できた。図 5・4 の場合、両ベルト車の外径差は、0.08mm であり、図 5・7 の場合 0.003mm である。このことより、實際上、 $\Delta\theta_r$ をできるだけ小さくして逆回転時の進み、遅れを無視できる程度にするには、両ベルト車の外径差をミクロンオーダーで管理する必要がある。

図 5・8 に、 $\theta_{(1)max}$ ならびに $\Delta\theta_{rmax}$ に及ぼす $\Delta t_{(1)}$ の影響について数値計算した結果を示す。実線が $\theta_{(1)max}$ を、破線が $\Delta\theta_{rmax}$ を示す。ここで、 $T_i = 460\text{N}$ 一定とし、 $\Delta t_{(j)}$ は駆動側のみを変化させた。 $\theta_{(1)max}$ は、 $\Delta t_{(1)} = -0.03\text{mm}$ の近傍において無限大近くになる。これは、 $T_i = 460\text{N}$ が $T_{c(1)}$ となる $\Delta t_{(1)}$ が -0.03mm 程度であることによる。また、このため、図中の D 点 (■印) における不連続点は、図 5・6 で述べた場合と同様の理由により生じる。 $\Delta t_{(1)} < -0.045\text{mm}$ と $\Delta t_{(1)} > -0.015\text{mm}$ の範囲においては、

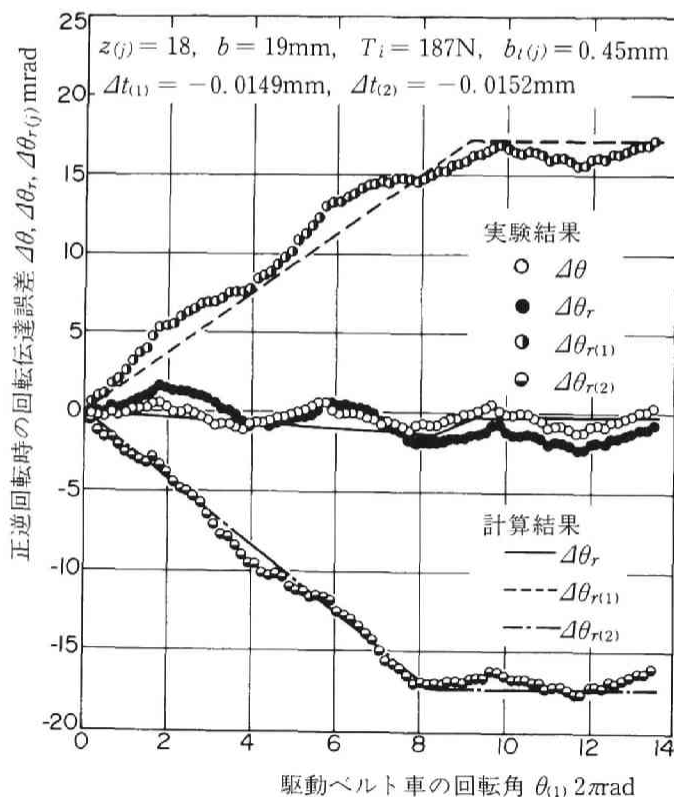


図 5・7 両ベルト車のピッチ差がほぼ等しい場合の
正逆回転時の回転伝達誤差

$\theta_{(1)max}$ が一定となっている。これは、 $\Delta t_{(2)} = -0.015 \text{ 2mm}$ と一定にしたため、 $\Delta\theta_{r(2)}$ は $\Delta t_{(1)}$ が変化しても変化しない。このため、上述の $\Delta t_{(1)}$ の範囲では、 $\Delta\theta_{r(2)}$ の方が $\Delta\theta_{r(1)}$ よりも遅く安定することにより、 $\theta_{(1)max}$ は一定となる。また、 $\Delta t_{(1)} = -0.015 \text{ 2mm}$ の場合、 $-\Delta\theta_{r(1)} = \Delta\theta_{r(2)}$ となり、 $\Delta\theta_r$ は生ぜず、 $\theta_{(1)max} = 0$ となるため不連続点が生じる。しかし、 $\Delta t_{(1)}$ がそれより少しでも負に大きくなると、 $|\Delta\theta_{r(1)}| > \Delta\theta_{r(2)}$ となり、 $\theta_{(1)max}$ は連続的になる。

$\Delta\theta_{rmax}$ は、 $\Delta t_{(1)} < -0.015 \text{ 2mm}$ のとき正、 $\Delta t_{(1)} > -0.015 \text{ 2mm}$ のとき負に生じている。これは、前述したように、 $\Delta t_{(j)} = -0.015 \text{ 2mm}$ を境界として $T_{c(1)}$ と $T_{c(2)}$ の大小が入れ替わることによる。また、 $\Delta\theta_r$ の安定する位置の傾向は、 $\Delta t_{(1)} > -0.03 \text{ mm}$ では 0 近傍であるが、 $\Delta t_{(1)} < -0.03 \text{ mm}$ では $\Delta\theta_r$ は増加して安定する。これは、正回転時の接触方向が、前者の場合、駆動ならびに従動側において同一方向となり、後者の場合、その方向が異なることによる。

図 5・7 と図 5・8 より明らかなように、 $\theta_{(1)max}$ ならびに $\Delta\theta_{rmax}$ をできるだけ小さくす

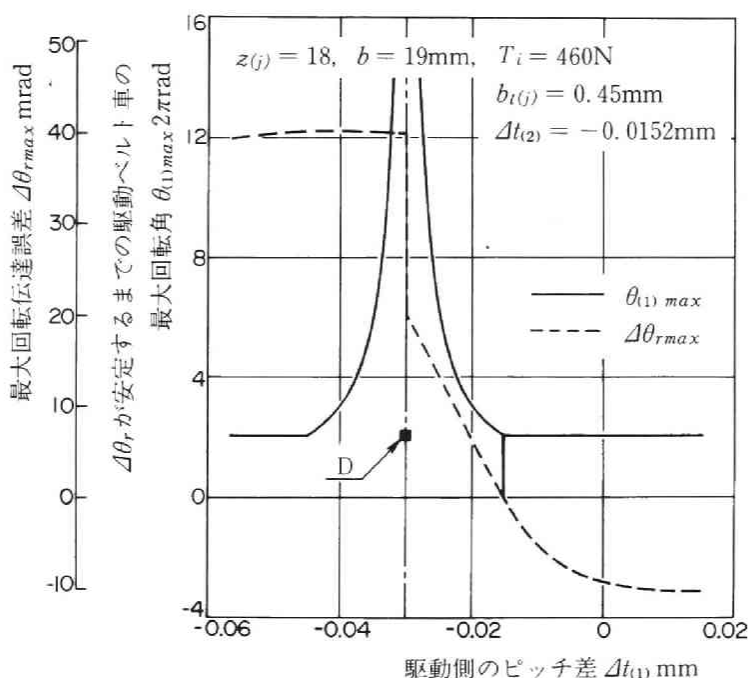


図 5・8 最大回転角および最大回転伝達誤差に及ぼすピッチ差の影響

るには、駆動側と従動側のピッチ差の差をできるだけ少なくすればよいことがわかる。また、 T_i が定められている場合、 T_i が $T_{c(j)}$ の近傍になるような $\Delta t_{(j)}$ は、安定するまでに時間がかかるので避けなければならない。

5・3・4 回転伝達誤差に及ぼすベルト幅およびバックラッシの影響

図5・9に、ベルト幅 b をパラメータとして、 T_i と $\theta_{(1)max}$ の関係を示す。実験条件は、 b を除いて図5・6の場合とすべて同一である。プロットした点は $b=9.5\text{mm}$ の実験結果で、○印は $\Delta\theta_r$ の安定する位置が0近傍の場合、●印は $\Delta\theta_r$ が増加したまま安定する場合を示す。実線は $b=9.5\text{mm}$ 、破線は図5・6と同一の $b=19\text{mm}$ の計算結果を示す。計算において、 b が $1/2$ になったことによって変化する数値は、 $f_{(j,k)}=5.1\mu\text{m/N}$ 、 $SE=73\text{kN}$ である。実験結果より明らかなように、 b を $1/2$ にすると $T_{c(j)}$ も $1/2$ になる。すなわち、 b を小さくする程、逆回転から安定するまでの時間が無限大近くなる範囲の T_i は、小さくすることができる。このことより、市販のベルト車を購入して $\Delta t_{(j)}$ が大きく異なっている場合、 b を細くすれば、 $\Delta\theta_r$ を小さくするための T_i の設

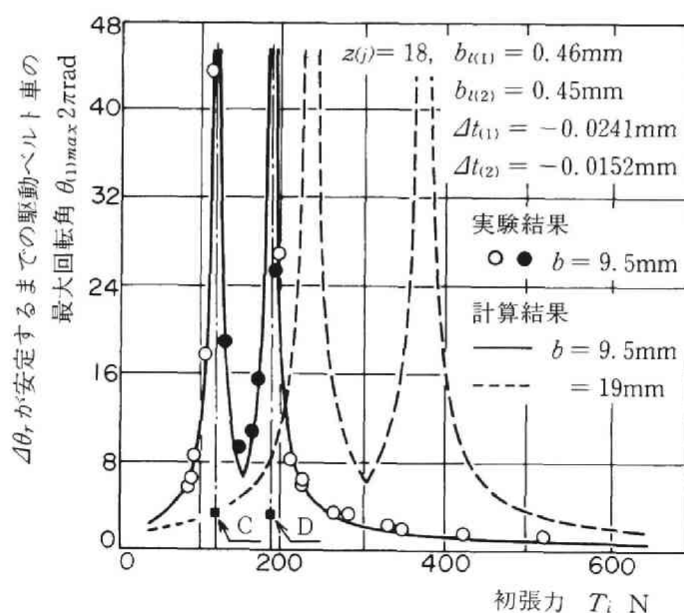


図5・9 最大回転角に及ぼすベルト幅の影響

定域は大きくなり有利である。ただし、この場合は、 SE も小さくなり、不完全かみあい部においてベルト歯とベルト歯車の干渉が生じやすくなるため、ベルト寿命⁽⁴⁷⁾ならびに第4章で述べた正回転時の回転伝達誤差 $\Delta\theta$ には悪影響を及ぼすものと考えられる。

図5・10に、バックラッシュ $b_{l(j)}$ をパラメータとして、 $\theta_{(1)}$ と $\Delta\theta_r$ の関係を示す。○印は $b_{l(j)} \approx 0.05\text{mm}$ の実験結果で、ベルト車は表5・1のNo.3とNo.5、ベルトは $b = 19\text{mm}$ を用いた。●印は $b_{l(j)} \approx 0.46\text{mm}$ の実験結果で、 T_i を除いて実験条件は、図5・4の場合とすべて同一である。ここで、No.3のベルト車は、●印の場合のピッチ差の差に近づけるため、外径を研削して幾分小さくした。また、実線は $b_{l(j)} \approx 0.05\text{mm}$ 、破線は $b_{l(j)} \approx 0.46\text{mm}$ の計算結果を示す。 $b_{l(j)} \approx 0.05\text{mm}$ と 0.46mm の実験結果において、逆回転後安定したのちの $\Delta\theta_r$ の変動に多少の差異がある。この変動は、ベルト車1回転を周期として発生しているが、両実験において、ベルト車の偏心量が異なったためである。 $b_{l(j)} \approx 0.05\text{mm}$ と 0.46mm の実験結果を比較すると、 0.05mm の方が両

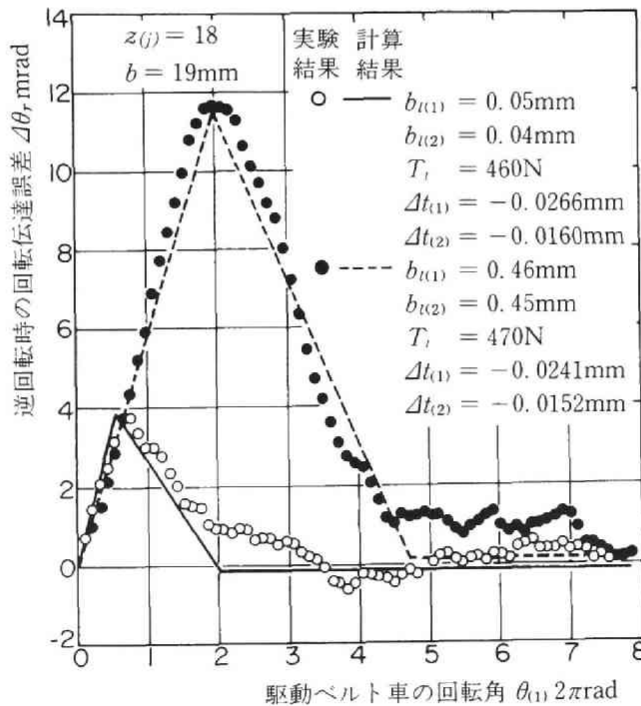


図5・10 逆回転時の回転伝達誤差に及ぼすバックラッシュの影響

ベルト車のピッチ差の差は大きく、また、 T_i も $T_{c(1)}$ に近い状態に設定されているにもかかわらず、 $\Delta\theta_r$ の最大値ならびに $\Delta\theta_r$ が安定するまでの $\theta_{(1)}$ は小さいことがわかる。

図5・11に、 $\theta_{(1)max}$ ならびに $\Delta\theta_{rmax}$ に及ぼす $b_{l(j)}$ の影響について数値計算した結果を示す。ここで、両ベルト車の $b_{l(j)}$ は同一に変化させた。実線は $\theta_{(1)max}$ 、破線は $\Delta\theta_{rmax}$ を示す。 $b_{l(j)}$ が大きくなる程、 $\theta_{(1)max}$ と $\Delta\theta_{rmax}$ は直線的に増加している。計算に使用した $T_i=460\text{N}$ における荷重分担を見ると、従動側のかみあい始めの1，2歯を除いて、正転時の $\lambda_{(j,k)}$ はすべて同一方向に接触している。このため、 $\Delta\theta_r$ に影響を及ぼす式(5・5)において、 $b_{l(j)}$ を変化させても $\lambda_{(j,1)}$ および $\lambda_{(j,n)}$ はほとんど変化せず、 $b_{l(j)}$ のみが $\Delta\theta_r$ に影響を及ぼすため、図のような傾向になったものである。また、 $b_{l(j)}=0$ となっても $\theta_{(1)max}$ ならびに $\Delta\theta_{rmax}$ が生じるのは、 $\lambda_{(j,1)}$ と $\lambda_{(j,n)}$ が0にならないことになる。

図5・10ならびに図5・11における実験結果と計算結果から明らかなように、 $b_{l(j)}$ を小さくする方が逆回転時の $\Delta\theta_r$ は小さくなり有利である。

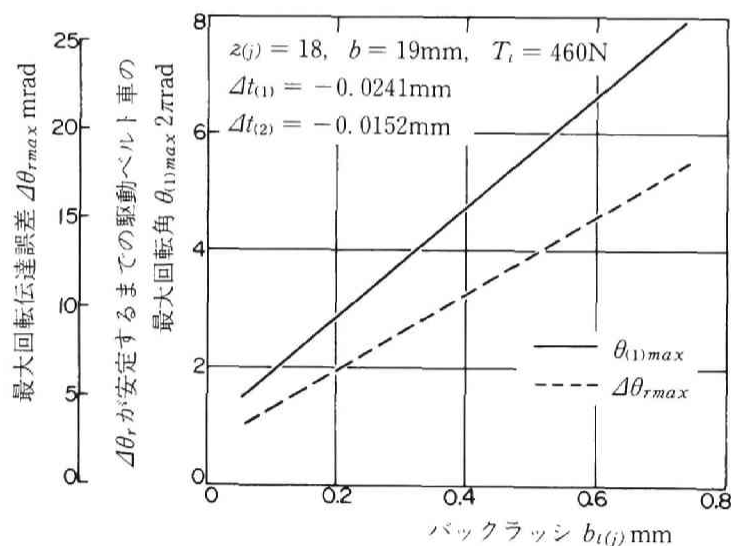


図5・11 最大回転角および最大回転伝達誤差に及ぼすバックラッシの影響

5・4 結 言

歯付ベルト伝動装置が静的に回転し、初張力のみが作用している場合において、ベルト車が正回転から逆回転したときの回転伝達誤差について理論解析を行い、計算結果と実験結果を比較するとともに、逆回転時における回転伝達誤差を低減させる方法について検討した結果、以下の結論を得た。

(1) 逆回転時の回転伝達誤差は、使用する両ベルト車のピッチ差の差によって生じ、回転伝達誤差をなくすにはピッチ差を等しくすればよい。すなわち、回転伝達誤差を無視できる程度にするには、両ベルト車の外径差をミクロンオーダーで管理する必要がある。

(2) 初張力は、回転伝達誤差に大きく影響する。回転伝達誤差を少なくするためには、かみあい始めのベルト歯とベルト車歯の接触方向が入れ替わる張力域に設定しない方がよい。

(3) 両ベルト車の外径に大きな差異がある場合、ベルト幅が小さい程、回転伝達誤差が最も大きく生じる初張力の範囲を小さくすることができる。

(4) バックラッシュは小さい程、回転伝達誤差を少なくすることができる。

(5) 以上のことについて、実験結果と計算結果を比較したところ、よく一致しており理論解析の有効性が確認された。

第6章 正逆回転時におけるベルト移動誤差⁽⁶⁸⁾

6・1 緒 言

前章までに、歯付ベルト伝動装置が静的に回転し、初張力のみが作用している場合、荷重分担を基礎としたベルトの弾性変形ならびにベルト車の多角形作用を考慮した正逆回転時の回転伝達誤差について理論解析と実験を行い、初張力、ピッチ差ならびにベルト材質などが回転伝達誤差に及ぼす影響について検討を加えるとともに、回転伝達誤差を低減させる方法について論じてきた。

最近では、歯付ベルト伝動装置を動力伝動ならびに回転伝達用に使用するだけでなく、図6・1に示すように、歯付ベルトの背面部に活字を一体化成形して印字ベルトとして、また、突起物をつけてプリンタ用紙の紙送り用あるいは位置ぎめ用として、ベルトの走行そのものを利用する使用例が多くなってきた。このような使用方法では、第1章で述べたような印字ベルトの印字むら、プリンタ用紙の穴のピッチとベルトの突起物とのかみあいのずれなどの問題が多々生じている。このような問題点を解決するためには、駆動ベルト車の回転にともなうベルトの移動量を把握しておく必要があると考える。

本章では、静的領域において初張力のみが作用し、ベルト車が正逆回転した場合のベルト移動誤差について理論解析し、ベルト移動誤差に及ぼす初張力の影響について実験を行い、数値計算結果と比較検討した結果について述べる。



図6・1 ベルトの走行を利用した歯付ベルト

6・2 理論解析

歯付ベルト伝動装置のベルト移動誤差は、ベルト車が任意の角度だけ回転したとき、ベルトがどの程度その回転に応じて移動するかで決定される。このベルト移動誤差は、第3,4章で述べた回転伝達誤差と同様に、ベルト車の回転にともなうかみあい始めならびにかみあい終わりのベルト歯とベルト車歯の接触状態とベルト車の多角形作用に大きく影響される。接触状態は、2・2節で述べた不完全かみあい部を考慮した連続的な荷重分担より求められる。この荷重分担と多角形作用は、ベルト車の1ピッチを周期として変動する。このため、ベルト移動誤差も、静的領域において、ベルトとベルト車の製作誤差、取付け誤差などを考えない場合、ベルト車の1ピッチを周期として発生するものと考えられる。

図6・2は、駆動側のかみあい始めにおけるベルト歯とベルト車歯の接触状態を示したものである。図において、太い実線はベルトを示し、細い実線はベルト車を示す。また、太い一点鎖線はベルト移動量を求めるために、不完全かみあい部のベルト車のピッチ線をベルト上のピッチ線まで移行したときの仮想のベルト車歯の位置を示す。図6・2(a)は、駆動ベルト車の回転角 $\theta_{(1)}$ が0の場合の接触状態を示し、(b)は、(a)の状態から $\theta_{(1)}$ だけ駆動ベルト車が回転した場合のそれを示す。図中における歯番号ならび

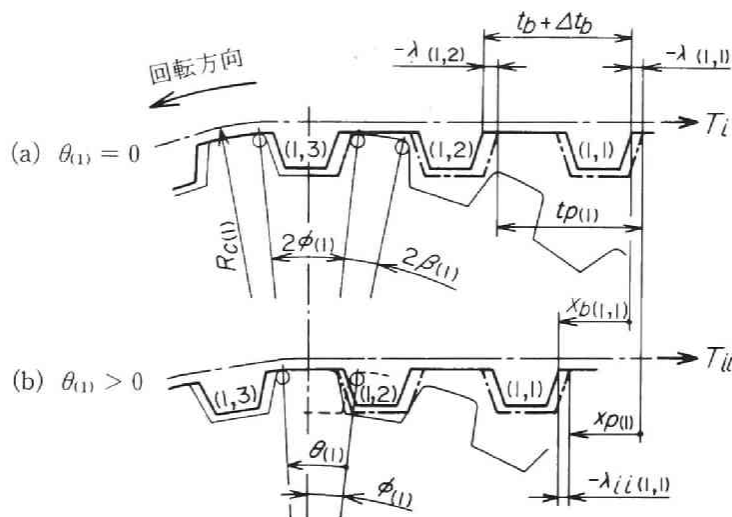


図6・2 かみあい始めにおけるベルトとベルト車の接触状態

に $\theta_{(1)}$ の定義は、 $2 \cdot 2 \cdot 1$ 項と $3 \cdot 2 \cdot 2$ 項で述べた通りである。すなわち、かみあい始めにおいて、完全にかみあう一つ手前の歯番号 a を 2 とすると、ベルト歯とベルト車歯が完全な接触状態となる歯番号は $(1, 3)$ となる。また、このときの接触状態が $\theta_{(1)} = 0$ となる基準位置とする。

まず、ベルト移動量について述べる。初張力 T_i が作用しているときの $\theta_{(1)} = 0$ におけるベルト歯とベルト車歯の接触量 $\lambda_{(1,1)}$ から、ベルト車が $\theta_{(1)}$ だけ回転したとする。このとき、ベルト車の多角形作用ならびにベルトの弾性変形によって、 $3 \cdot 2 \cdot 5$ 項で述べたように、 T_i が T_{ii} になったと仮定する。そのときの接触量を $\lambda_{ii(1,1)}$ とすると、かみあい始めのベルト移動量 $x_{b(1,1)}$ は、図 6・2 より、次式で表される。

$$x_{b(1,1)} = x_{p(1)} + \lambda_{(1,1)} - \lambda_{ii(1,1)} \quad \cdots \cdots \cdots (6 \cdot 1)$$

ここで、 $\lambda_{(1,1)}$ は、式 (3・3) により求められ、一方向にベルト車を回転し、接触状態が安定したときのかみあい始めの接触量である。

また、式 (6・1) の $x_{p(1)}$ は、ベルト車が $\theta_{(1)}$ だけ回転したときのピッチ線上での移動量で、 $x_{p(1)}$ は式 (3・4) と同様に、次式で表される。

$$x_{p(1)} = \frac{t_{p(1)} z_{(1)}}{2\pi} \theta_{(1)} \quad \cdots \cdots \cdots (6 \cdot 2)$$

次に、式 (6・1) の $\lambda_{ii(1,1)}$ に含まれる駆動ベルト車の多角形作用によるベルト移動量について述べる。ベルト車が $\theta_{(1)}$ だけ回転したときの多角形作用によるかみあい始めのベルトの水平方向の移動量 $x_{bb(1)}$ は、 $3 \cdot 2 \cdot 4$ 項で述べた $x_{bb(j)}$ において、 $\rho_{pb(j)} = 0$ とした場合である。 $x_{bb(1)}$ は、 $0 < \theta_{(1)} \leq 2\pi/z_{(1)}$ の範囲において、次式のように表される。

$$\left. \begin{aligned} \text{(i)} \quad 0 < \theta_{(1)} \leq \phi_{(1)} \text{ のとき} \\ x_{bb(1)} &= R_{r(1)} \{ \sin \phi_{(1)} - \sin(\phi_{(1)} - \theta_{(1)}) \} + r_{c(1)} \theta_{(1)} \\ \text{(ii)} \quad \phi_{(1)} < \theta_{(1)} \leq r_{(1)} \text{ のとき} \\ x_{bb(1)} &= R_{c(1)} (\theta_{(1)} - \phi_{(1)}) + R_{r(1)} \sin \phi_{(1)} + r_{c(1)} \phi_{(1)} \\ \text{(iii)} \quad r_{(1)} < \theta_{(1)} \leq 2\pi/z_{(1)} \text{ のとき} \\ x_{bb(1)} &= R_{r(1)} \{ \sin \phi_{(1)} + \sin(\theta_{(1)} - r_{(1)}) \} + r_{c(1)} (\theta_{(1)} - 2\beta_{(1)}) + 2R_{c(1)} \beta_{(1)} \end{aligned} \right\} \quad \cdots \cdots \cdots (6 \cdot 3)$$

多角形作用による接触量の変化は、 $x_{p(1)}$ から $x_{bb(1)}$ を差し引くことによって求めら

れる。また、 T_{ii} になったときのベルトの弾性変形のみによる接触量を $\lambda_{ie(1,1)}$ とすると、 $\lambda_{ii(1,1)}$ は次式で表される。

$$\lambda_{ii(1,1)} = \{x_{p(1)} - x_{bb(1)}\} + \lambda_{ie(1,1)} \quad \cdots \cdots \cdots (6 \cdot 4)$$

ここで、式(6・1)ならびに式(6・4)における接触量の正負は、ベルト走行方向と反対側のベルト歯がベルト車歯に接触する場合を正とし、接触しない場合を負とする。

式(6・4)における正回転時の $\lambda_{ie(1,1)}$ は、ベルト歯の荷重分担より求められる。また、逆回転時の接触量は、問題を簡単化するため、巻きついているすべてのベルト歯がベルト車歯に接触していない場合を考える。このとき、不完全かみあい部においては干渉が生じないことになるので、ベルト車が $\theta_{(1)}$ だけ回転したことによる逆回転時の $\lambda_{ie(1,1)}$ は、5・2節で述べたように、ベルト歯底部とベルト車歯先部間の摩擦力によって影響される。 $\lambda_{ie(1,1)}$ は、歯番号(1,2)のベルト歯が $x_{p(1)}$ だけ移動したとすると、次式で表される。

$$\lambda_{ie(1,1)} = \lambda_{(1,1)} - \frac{T_{ii}}{SE} \{s'_{(1)} - s_{o(1)}\} \quad \cdots \cdots \cdots (6 \cdot 5)$$

ここで、 $s'_{(1)}$ ならびに $s_{o(1)}$ は、式(5・3)で述べた通りであるが、 $s_{o(1)}$ に含まれる $\beta_{1(d,k)}$ 、 $\beta_{2(1,k)}$ および $\beta_{3(1,k)}$ は、 $\theta_{(1)}$ の範囲によって、式(2・14)を代入して求められる。

ベルト車が $\theta_{(1)}$ だけ回転したことによるかみあい始めのベルト移動量は、式(6・4)を式(6・1)に代入して、次式で表される。

$$x_{b(1,1)} = x_{bb(1)} + \lambda_{(1,1)} - \lambda_{ie(1,1)} \quad \cdots \cdots \cdots (6 \cdot 6)$$

初張力作用時におけるベルトの弾性変形ならびにベルト車の多角形作用による正逆回転時のベルト移動誤差 Δx は、駆動ベルト車の回転にともなうかみあい始めのベルトの進み量、または遅れ量として、次式で定義される。

$$\Delta x = x_{b(1,1)} - x_{p(1)} \quad \cdots \cdots \cdots (6 \cdot 7)$$

次に、ベルト車の1ピッチ回転毎におけるベルト移動誤差 ΔX について述べる。

正回転の場合、ベルト車が1ピッチ回転すると、式(6・6)における $\lambda_{ie(1,1)}$ は $\lambda_{(1,2)}$ となり、 $x_{bb(1)}$ は式(6・3)より $t_{p(1)}$ だけ進むことになる。ベルト車に巻きついていない部分のベルトピッチ t_b が初張力によって Δt_b だけ伸ばされたとすると、図6・2より、 $\lambda_{(1,1)} - \lambda_{(1,2)} = t_b + \Delta t_b - t_{p(1)}$ となる。これらの値を式(6・6)に代入すると、式(6・7)より、正回転時のベルト車1ピッチ回転毎のベルト移動誤差 ΔX_N は、次式のよう

に表される。

$$\Delta X_N = \Delta t_{(1)} + \Delta t_b \quad \dots\dots\dots (6 \cdot 8)$$

また、逆回転時のベルト車 1 ピッチ回転毎のベルト移動誤差 ΔX_R は、式 (6・5) に含まれる $\theta_{(1)}$ に $2\pi/z_{(1)}$ を代入し、得られた $\lambda_{ie(1,1)}$ を式 (6・6) に代入すると、式 (6・7) より、次式で表される。

$$\Delta X_R = \frac{T_i}{SE} \{ s'_{(1)} - s_{o(1)} \} \quad \dots\dots\dots (6 \cdot 9)$$

6・3 実験装置と実験方法

6・3・1 実験装置

図 6・3 に、歯付ベルト伝動装置のベルト移動誤差の実験装置を示す。本研究は、静的領域におけるものであるので、ウォーム減速機 2 台を使用し、駆動ベルト車の軸回転数を 0.0108s^{-1} と小さくするとともに、駆動部は実験装置本体と切り離して、駆動部の振動が実験データにできるだけ影響を及ぼさないようにした。

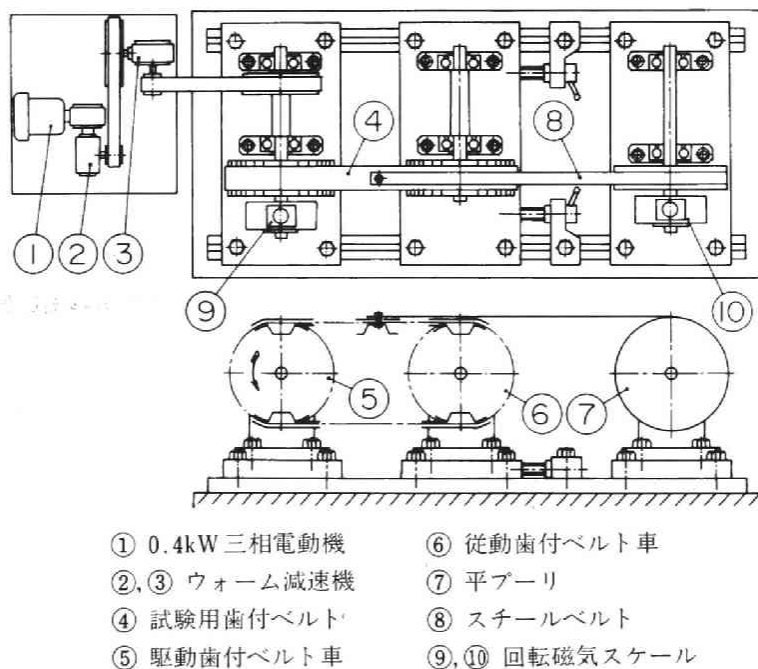


図 6・3 ベルト移動誤差実験装置

駆動ベルト車ならびにベルトの移動量は、4・2・1項と同様な、市販されている回転磁気スケールを用いて回転角度を測定することによって行った。このスケールの割り出し角度は、ともに $14.54\mu\text{rad}(3'')$ である。とくに、ベルト移動量の測定は、図6・3に示すように、歯付ベルトの一点にスチールベルトを取付け、スチールベルトの直線運動を平プーリ（半径 $r=50\text{ mm}$ ）の回転運動に変換することにより行った。実験に使用したスチールベルトは、市販のすきまゲージで厚さ 0.04 mm 、幅 12.7 mm である。なお、ベルト移動量の測定値には、とくに平プーリに巻きついている部分でのスチールベルトの弾性すべりによる測定誤差が含まれるが、この量は微小と考えられるので無視した。

6・3・2 実験に使用した歯付ベルトとベルト車

実験に使用したベルトは、図4・4(a)に示すような市販されている270 L 075 形（ベルトピッチ $t_b=9.525\text{ mm}$ 、歯数 $z_b=72$ 歯、幅 $b=19\text{ mm}$ ）のクロロプレンゴムベルトで、抗張体にはガラスロープが使用され、ベルト内周表面はナイロン帆布で覆われている。

ベルト車は、表5・1のNo.2とNo.4を用いた。すなわち、駆動ならびに従動側とも歯数は18で、ベルト車外径は、駆動ベルト車が 53.870 mm 、従動ベルト車が 53.790 mm である。このベルト車とベルトを組合せた場合、 $\Delta t_{(1)}=-0.0241\text{ mm}$ 、 $\Delta t_{(2)}=-0.0152\text{ mm}$ 、バックラッシ $b_{l(1)}=0.46\text{ mm}$ 、 $b_{l(2)}=0.45\text{ mm}$ であり、軸間距離は約 257 mm となる。

6・3・3 実験方法

初張力の設定は、従動ベルト車の軸を支持している軸受台をねじで平行移動させることにより行った。また、ベルト張力の測定は、2・4・2項で述べたように、駆動ベルト車を一方向に回転させ、ベルト歯とベルト車歯の接触方向が安定したのち行った。

正逆回転時におけるベルト移動誤差を測定するための駆動ベルト車の回転方向は、ベルトならびにベルト車の製作誤差、取付け誤差などによって測定値に差異が生じないようにするため、反時計方向に同一とした。すなわち、正回転時には、駆動ベルト車を反時計方向に回転し、接触状態を安定させる。また、逆回転時には、

駆動ベルト車を時計方向に回転させ、巻きついているベルト歯のすべてがベルト車歯に接触していない状態に設定する。こののち、スチールベルトを歯付ベルトに取付け、スチールベルトのたるみをなくすために、2ピッチ程度駆動ベルト車を反時計方向に回転させ、データの読み込みを開始した。

測定装置ならびに測定原理は、4・2節で述べた通りであるが、回転磁気スケールからデテクタ通過後のデジタル信号をマイクロコンピュータのRAMに読み込んだのちのデータ処理は、次のように行った。すなわち、ベルト移動誤差 Δx は、駆動ベルト車の回転角をピッチ線上での移動量に換算し、また、スチールベルトによる平プーリの回転角をかみあい始めのベルト移動量に換算し、式(6・7)より、次式のようにデータ処理を行った。

$$\Delta x = p \sum_{I=1}^N \left\{ \lambda_{B(I)} r' - \lambda_{A(I)} \frac{t_{p(1)} z_{(1)}}{2\pi} \right\} \dots\dots\dots (6 \cdot 10)$$

ここで、 $\lambda_{A(I)}$ は駆動ベルト車を取付けた軸の I 番目のゲートの入力パルス数、 $\lambda_{B(n)}$ は平プーリを取付けた軸の I 番目のゲートの入力パルス数、 N はゲートの開閉する回数、 p は回転磁気スケールの割り出し角度、 r' は r にスチールベルトの厚さの1/2を加えた平プーリのピッチ円半径である。

6・4 実験結果と計算結果の比較検討

本節では、静的領域において、初張力のみが作用している場合の正逆回転時のベルト移動誤差について実験を行い、数値計算結果と比較検討した。数値計算に用いた値は、6・3・2項で述べた数値のほか、ベルト歯のコンプライアンス $f_{(j,k)} = 2.55 \mu\text{m}/\text{N}$ 、ベルトの伸びに関する係数 $SE = 147 \text{ kN}$ 、摩擦係数 $\mu = 0.35$ とした。また、以下の記述において、ベルト移動誤差ならびに後述するその振幅における記号の添字の第1番目は、正回転時が N 、逆回転時が R 、第2番目は e がベルトの弾性変形のみ、 p がベルト車の多角形作用のみ、 ep がそれらを含めた場合を示し、これらを総称する場合は、添字は付さないものとする。

6・4・1 ベルト車1ピッチ回転毎におけるベルト移動誤差

ベルトの弾性変形ならびにベルト車の多角形作用によって、ベルト車の1ピッチを

周期として発生する Δx を測定する前に、本実験装置で連続的に測定可能な約18ピッチ分までの Δx について実験を行った。

図6・4ならびに図6・5に、駆動ベルト車の回転にともなう正逆回転時のベルト移動誤差曲線を示す。図6・4が $T_i = 206\text{ N}$ 、図6・5が $T_i = 498\text{ N}$ の実験結果を示す。ここで、

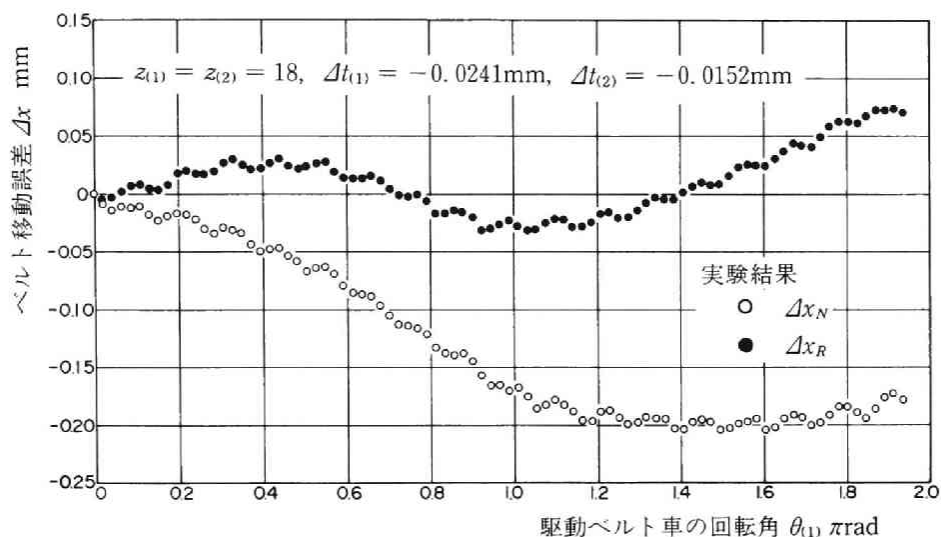


図6・4 正逆回転時のベルト移動誤差曲線 ($T_i = 206\text{ N}$ の場合)

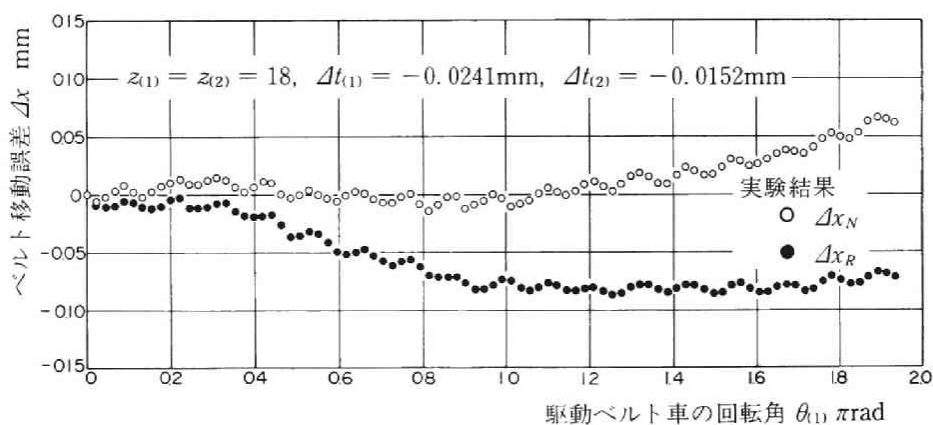


図6・5 正逆回転時のベルト移動誤差曲線 ($T_i = 498\text{ N}$ の場合)

このような二種類の張力に設定したのは、本実験に使用した駆動ベルト車とベルトの組合せの場合、5・3・2項より明らかなように、ベルト歯とベルト車歯の接触方向が入れ替わる張力 $T_{c(1)}$ が370 N程度となることによる。両図において、横軸は駆動ベルト車の回転角、たて軸は式(6・10)によってデータ処理した Δx である。また、図中の○印が正回転時、●印が逆回転時の実験結果を示す。

図6・4、図6・5において、 $\theta_{(1)} \doteq 0.11\pi$ rad 毎に実験点が周期的に変動しているのは、ベルト車1ピッチを周期とする Δx で、これについては、6・4・2項で詳細に述べる。また、 Δx は実験の範囲内において、大きなうねりが生じている。これは、主として、歯付ベルト車ならびに平プーリの1回転と歯付ベルトの1周を周期とする Δx が合成されたものであると考えられる。このような Δx の発生原因は、4・3・1項で述べたようなベルト、ベルト車および平プーリの製作誤差、取付け誤差などによるものである。なお、この長周期に発生する Δx は、正逆回転とも生じており、本質的なベルト歯とベルト車歯のかみあいには関係なく現れるものである。ここで、逆回転において、ベルト歯とベルト車歯の接触状態が安定したのちの Δx は、正回転と同様の Δx となる。また、安定するまでの駆動ベルト車の回転角は、5・3・2項で述べた通りである。

図6・6に、初張力がベルト車1ピッチ回転毎のベルト移動誤差に及ぼす影響を示す。図中の○印は ΔX_N 、●印は ΔX_R の実験結果を示す。ここで、 ΔX は、図6・4と図6・5で述べた長周期に発生する Δx を消去して、ベルト車の回転にともなう Δx の勾配より求めたものである。また、実線は ΔX_N 、破線は ΔX_R の計算結果を示す。

計算結果を見ると、正回転の場合、 $T_i \doteq 370$ N、すなわち $T_{c(1)}$ を境界点として、 T_i が小さくなる程、 ΔX_N は負に大きくなり、また、それより T_i が大きくなる程、それは正に直線的に大きくなっている。これは、式(6・8)において、 Δt_b は T_i の関数であるが、 $\Delta t_{(1)}$ は一定であることによる。すなわち、 T_i の増加とともに Δt_b は大きくなるが、 $\Delta t_{(1)}$ は常に負である。このため、 $T_i < T_{c(1)}$ のとき $\Delta t_{(1)} + \Delta t_b < 0$ 、 $T_i > T_{c(1)}$ のとき $\Delta t_{(1)} + \Delta t_b > 0$ となる。また、逆回転の場合、 ΔX_R に影響を及ぼすのは、式(6・9)中に含まれるかみあい始めのベルト歯底部とベルト車歯先部間の摩擦力である。摩擦力の生じる方向は、2・2・4項で述べたように、 $T_{c(1)}$ を境界として異なるため、 ΔX_R は図のような傾向になったものである。

計算結果と実験結果を比較すると、正逆回転とも、 T_i が240 N程度以下の場合、実

驗値は計算値よりも進む傾向にあり、 T_i が240 N以上では、 T_i の増加とともに実験値の方が、より多く遅れる傾向にある。これは、実際のピッチ線が T_i によって変化することによるものと考えられる。すなわち、 T_i が小さい場合、ベルトの曲げ剛性のため、ベルトがベルト車に巻きつく際、浮き上がった状態となる。このかみあい状態からベルト車が回転したとき、計算上のピッチ線よりも実際のピッチ線が浮き上がった分だけ、実験上のベルト移動量が多くなるためと考えられる。ここで、計算上のピッチ線とは、これまでの理論解析に使用してきたピッチ線のことであり、ベルト張力、ベルト車の歯数などによって変化しないベルト抗張体の中心を通る線をいう。また、 T_i が大きくなるにしたがって、ベルトの浮き上がりはなくなり、ベルト歯底部表面とベルト抗張体の間での圧縮ひずみも多くなる。このため、 T_i が大きい場合、実際のピッチ

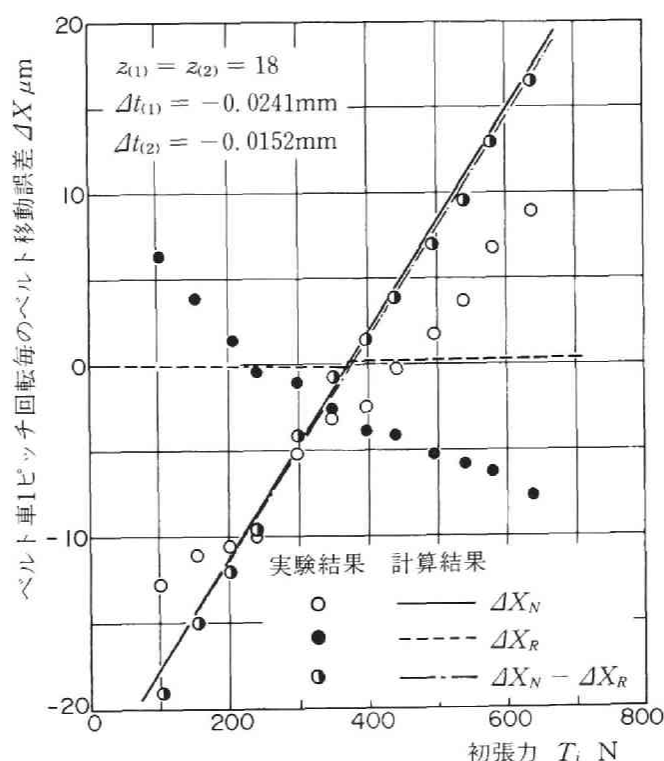


図 6・6 ベルト車 1 ピッチ回転毎のベルト移動誤差に及ぼす初張力の影響

線は計算上のピッチ線より内側となり、 T_i の増加とともに実験上のベルト移動量は少なくなり、このような結果になったものと考えられる。なお、このことは、図6・4と図6・5を比較しても、 T_i の小さい方が、ベルト車1回転などを周期とするベルト移動誤差の振幅が大きく現れていることよりも想像できる。本実験条件の場合、計算上のピッチ線と実際のピッチ線が一致する初張力は、240 N付近であることがわかる。

図6・6の●印は、実験結果の ΔX_N から ΔX_R を差し引いた値を示す。この値は、 T_i によって実際のピッチ線が変化することによって生じる誤差を取り除き、正回転から逆回転させたときのベルト車1ピッチ回転毎におけるベルト移動誤差を意味する。一点鎖線は、 $\Delta X_N - \Delta X_R$ の計算結果を示すが、実験結果とはほぼ一致しており、 ΔX の基本的な考え方は、妥当であると言える。

6・4・2 ベルト車1ピッチを周期とするベルト移動誤差

図6・7および図6・8に、代表的な初張力について、ベルト車が2ピッチ分回転する間の正逆回転時におけるベルト移動誤差曲線を示す。図6・7が正回転、図6・8が逆回転の場合である。両図において、○と●印が実験結果を示す。また、実線はベルト車の多角形作用とベルトの弾性変形を考慮した計算結果を示し、破線は弾性変形のみを示す。ここで、両図における実験値の Δx は、図6・4と図6・5で述べたような長周期に現れるベルト移動誤差を消去して整理したものである。

図6・7の正回転における計算結果の Δx_{Ne} は、かみあい始めにおけるベルト歯とベルト車歯の干渉によって生じる。とくに、 $T_i = 195 \text{ N}$ の場合 $\theta_{(1)} = 280 \text{ mrad}$ 程度で、 $T_i = 498 \text{ N}$ の場合 $\theta_{(1)} = 170 \text{ mrad}$ 程度で、それぞれ Δx_{Ne} が減少または増加しているのは、この $\theta_{(1)}$ 付近から不完全かみあい部での干渉が起こり始めたためである。

図6・8の逆回転時における計算結果の Δx_{Re} は、 $\theta_{(1)}$ にともないあまり変化していない。これは、逆回転の場合、不完全かみあい部において干渉が生じないものと仮定しているためで、 Δx_{Re} はかみあい始めのベルト歯底部とベルト車歯先部間での摩擦力によって生じる。図6・7および図6・8において、 $\Delta x_{Nep} - \Delta x_{Ne}$ と $\Delta x_{Rep} - \Delta x_{Re}$ がベルト車の多角形作用によるベルト移動誤差 Δx_{Np} 、 Δx_{Rp} である。 Δx_{Nep} と Δx_{Rep} を比較すると、 Δx_{Nep} は Δx_{Ne} ならびに Δx_{Np} によって大きく影響されるが、 Δx_{Rep} は Δx_{Re} の変化が少ないため、ほとんど Δx_{Rp} によって影響されていることがわかる。すなわち、正回転と

逆回転におけるベルト移動誤差の生じる傾向は、正回転の場合、初張力の大きさによって異なるが、逆回転の場合、初張力によってあまり変化しない。

両図の実験結果ならびに計算結果において、駆動ベルト車の回転にともない、 Δx は右下がり、または右上がりに発生しているが、この勾配が ΔX である。実験結果と計算結果を比較すると、正回転の $T_i = 195\text{N}$ の場合を除いて、 ΔX に多少の差異が見られる。これは、図6・6で述べたように、実験結果の場合、 T_i によって実際のピッチ線が変化することによる。正回転の $T_i = 195\text{N}$ の場合、計算結果と実験結果の ΔX が比較的一致しているのは、計算上のピッチ線と実際のピッチ線がほぼ一致したためである。

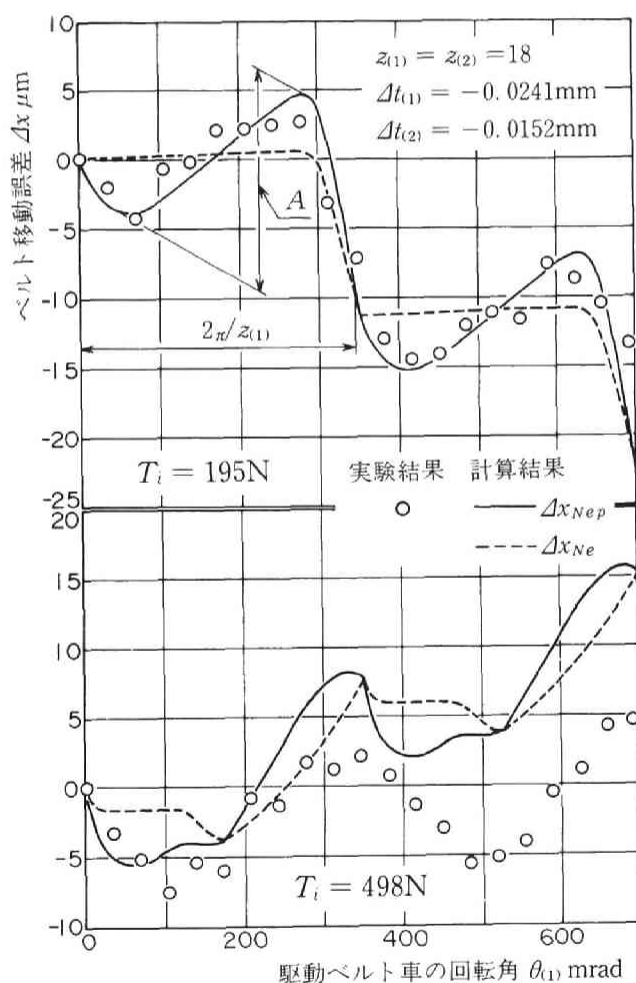


図6・7 ベルト移動誤差に及ぼす初張力の影響（正回転の場合）

図6・7の正回転、図6・8の逆回転とも実験値の Δx は、ベルト車の1ピッチを周期として、ほぼ規則的に変動している。また、実際のピッチ線が変化したことによる ΔX の差異を除くと、 $\theta_{(1)}$ にともなう Δx の傾向は、計算結果とほぼ一致しており、6・2節の理論解析は、妥当であると考えられる。なお、駆動ならびに従動ベルト車が同歯数で位相角が0の場合、3・3・1項、4・3・3項で述べたように、回転伝達誤差は生じないが、駆動ベルト車の回転にともなうベルト移動誤差は、同条件でも生じることになる。

図6・9に、ベルト移動誤差の振幅 A と初張力 T_i の関係を示す。ここで、振幅とは、図6・7に示すように、 Δx の最大値と最小値の差をいう。○印が正回転時、●印が逆回転時の実験結果を示し、実線と破線がそれぞれの計算結果を示す。また、一点鎖線は正回転時における弾性変形のみの場合の計算結果を示す。

正回転時の計算結果において、 A_N が $T_i = 370\text{ N}$ 付近で不連続になっているのは、ベ

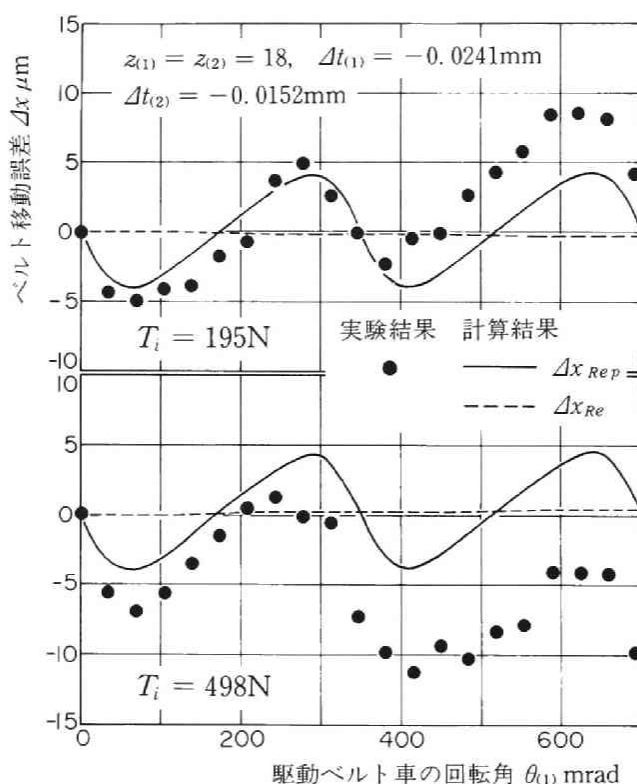


図 6・8 ベルト移動誤差に及ぼす初張力の影響（逆回転の場合）

ルト歯とベルト車歯の接触する方向が異なる張力 $T_{c(1)}$ であることによる。 $T_i < T_{c(1)}$ の場合、 T_i の増加にともない A_N は減少している。これは、前述したように、 Δx_N はかみあい始めにおけるベルト歯とベルト車歯の干渉に大きく影響され、 T_i が $T_{c(1)}$ までは、5・3・2項で述べたように、 T_i が大きい程、干渉量が少なくなるためである。 $T_i > T_{c(1)}$ の場合、 T_i の増加とともに不完全かみあい部の干渉量は多くなり、かつ、干渉が始まる時期も早くなるため、 A_{Ne} は T_i の増加とともに増加する。 A_{Nep} は、 T_i の増加にともない、 $T_i = 440\text{ N}$ 程度まで減少し、それ以上は増加している。 $T_i = 440\text{ N}$ までの減少は、 Δx_{Ne} と Δx_{Np} の最大値と最小値のずれによって、 Δx_{Nep} の振幅が多少小さくなるためである。また、 A_{Nep} と A_{Ne} の差が多角形作用による振幅の増加分であるが、図6・9より明らかなように、 $T_i < T_{c(1)}$ の場合の方が $T_i > T_{c(1)}$ の場合と比較して、ベ

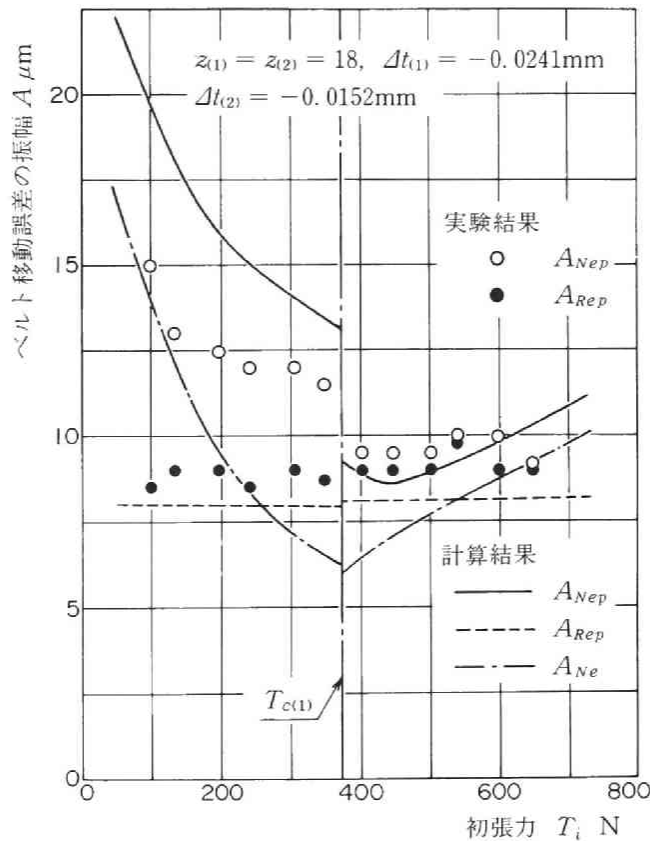


図6・9 ベルト移動誤差の振幅と初張力の関係

ルト車の多角形作用の影響が A_{rep} に大きく現れており、かつ、 $T_{c(1)}$ 近傍で、より影響されていることがわかる。

実験結果と計算結果を比較すると、正回転の場合、低張力域において、両者に差異が見られるが、逆回転の場合、あまりそれが見られない。これは、逆回転の場合、かみあい始めで干渉が起こらず、ベルトが浮き上がったような状態となるが、ベルト車歯みぞ部の直線部分における多角形作用は生じるため、あまり差異は出なかったものと思われる。しかし、正回転の場合は、干渉が生じるため、駆動ベルト車の多角形作用は逆回転時と比較して起こりにくくなり、計算値よりも実験値の方が小さくなったものと思われる。

逆回転時の実験値は、 T_i が変化してもほとんど変化せず、 A_{rep} の量も計算値とほぼ一致している。また、正回転の実験値は、 T_i の増加にともない減少し、 $T_{c(1)}$ を越えた近傍で小さくなることなど、正逆回転において、初張力がベルト移動誤差の振幅に及ぼす影響の傾向は、実験結果ならびに計算結果ともほぼ一致している。本実験に使用したベルトとベルト車の組合せの場合、初張力を440 N付近に設定すれば、ベルト車の1ピッチを周期とするベルト移動誤差は、最も小さくなると言える。

なお、6・4節においては、回転比が1のみの結果について記述したが、歯数比を変化させた場合のベルト移動誤差についても実験を行った。その結果、ベルト車の1ピッチを周期とするベルト移動誤差は、駆動ベルト車にどのような歯数のものを使用するかでほぼ決定され、駆動ベルト車の歯数を大きくすれば、ベルト移動誤差を少なくでき、有利であることが確認された。

6・5 結 言

歯付ベルト伝動装置が静的に回転し、初張力のみが作用している場合において、ベルト車が正逆回転したときのベルト移動誤差について理論解析を行い、計算結果と実験結果を比較検討した結果、以下の結論を得た。

(1) 歯付ベルト伝動装置の実際のピッチ線は、初張力の増加にともない、漸次変化することが実験により確認された。

(2) ベルト移動誤差は、ベルト車のかみあい始めにおける多角形作用と不完全かみあい部でのベルト歯とベルト車歯の干渉によって生じ、正逆回転ともベルト車の1ピ

ッチを周期として変動していることが確められた。

(3) 初張力は、正回転時のベルト車の1ピッチを周期とするベルト移動誤差に大きく影響する。このベルト移動誤差を少なくするためには、かみあい始めのベルト歯とベルト車歯の接触方向が入れ替わる張力よりも、若干大きく初張力を設定すればよいことがわかった。

(4) ベルト車の多角形作用ならびにベルトの弾性変形を考慮した正逆回転時のベルト移動誤差の計算結果は、実験結果とほぼ一致しており、理論解析方法の有効性が確認された。

第 7 章 結 論

近年、歯付ベルト伝動装置は、動力伝達だけではなく、メカトロニクスの隆盛とも関連して、精密事務機器、自動化・省力化機器などにおいて、負荷はほとんど作用せず初張力作用時に近い状態で、正確な回転伝達あるいはベルトの動きを必要とされる分野への使用が多くなってきており、今後、益々歯付ベルトの利用範囲は拡大するものと思われる。しかしながら、歯付ベルト伝動装置の回転伝達特性に関する基礎的・体系的な研究は、従来、ほとんど報告されていないといっても過言ではない。そこで、本研究では、歯付ベルトの回転伝達特性に関する基礎的な研究として、まず、歯付ベルト伝動装置が静的に回転し、初張力のみが作用している場合のベルト歯の荷重分担について理論解析を行い、初張力、ピッチ差ならびにベルト材質などが荷重分担に及ぼす影響について数値計算結果より検討するとともに、理論解析の有効性を実験により裏づけた。次に、荷重分担の解析結果より得られたベルトの弾性変形とベルト車の多角形作用によって本質的に生じるベルト車の 1 ピッチを周期とした正逆回転時の回転伝達誤差ならびにベルト移動誤差の発生機構を理論的に明らかにするとともに、回転伝達誤差の実験装置を試作し、実験的に検討を加えた。その結果、正回転時の回転伝達誤差と正逆回転時のベルト移動誤差は、初張力あるいはピッチ差をベルト歯とベルト車歯の接触方向が入れ替わる付近に選定すれば最も少なくなること、また、逆回転時の回転伝達誤差は、駆動側と従動側のピッチ差の差によって生じ、この誤差を無視できる程度にするには、両ベルト車の外径差をミクロンオーダーで管理する必要があること、さらに、初張力の設定は、正回転時の場合とは逆に、ベルト歯とベルト車歯の接触方向が入れ替わる近傍ではさけるべきであることなどを見い出した。これは、歯付ベルト伝動装置において、高い回転伝達精度が要求される場合の一つの設計資料となり得るであろう。

以上の研究成果について、各章ごとにまとめて総括すると、次のようになる。

第 1 章は緒論で、歯付ベルトに関する研究の状況と動向ならびに回転伝達特性に関する実際の使用例と問題点について述べ、ついで本研究の目的と本論文の概略を示した。

第 2 章では、不完全かみあい部を考慮した連続的なベルト歯の荷重分担について理

論解析し、数値計算を行った。その結果、初張力、ピッチ差、ベルトの伸びに関する係数、摩擦係数、ベルト歯のコンプライアンス、ベルトとベルト車の歯先まみならびに圧力角は、不完全かみあい過程の接触量に大きな影響を及ぼすことがわかった。また、荷重分担と張力分布を実際に測定した結果、計算結果と実測結果とは比較的よく一致しており、解析方法の有効性が確認できた。さらに、初張力の大きさによってベルト歯とベルト車歯の接触方向が入れ替わることも実験により認められた。

第3章では、正回転時のベルト車1ピッチを周期とする回転伝達誤差の発生機構を仮定し、ベルトの弾性変形ならびにベルト車の多角形作用を考慮した回転伝達誤差の理論解析を行い、初張力、位相角、ピッチ差ならびにベルト材質などが回転伝達誤差に及ぼす影響について数値計算を行った。その結果、回転比が1で位相角が0の場合、回転伝達誤差は発生しない。また、回転比が1以外の場合でも、位相角はできるだけ0に設定し、初張力、ピッチ差およびベルトの伸びに関する係数はベルト歯とベルト車歯の接触方向が入れ替わる近傍に設定すれば、回転伝達誤差を少なくすることができる。さらに、摩擦係数、ベルト歯先まみならびに圧力角には、回転伝達誤差が最も少なくなる最適値が存在することなどがわかった。

第4章では、第3章で行った理論解析の有効性を確認するために、マイクロコンピュータを記憶・演算装置として使用した回転伝達誤差実験装置を試作し、回転伝達誤差に及ぼす初張力、位相角などの影響について実験を行い、計算結果と比較検討した。その結果、回転伝達誤差は、ベルト車の多角形作用ならびに不完全かみあい部でのベルト歯とベルト車歯の干渉によってひき起こされ、ベルト車歯のピッチを周期として変動していることがわかった。また、回転伝達誤差を少なくするには、初張力はベルト歯とベルト車歯の接触方向が入れ替わる付近に設定し、位相角はできるだけ0に近づければよいことが実験により確認され、計算結果ともほぼ一致した。これらのことから、第3章で述べた解析方法は、妥当であることが裏づけられた。

第5章では、ベルト車が正回転から逆回転した場合、初張力、ピッチ差、バックラッシュなどが回転伝達誤差に及ぼす影響について、理論的・実験的検討を加えた。その結果、逆回転時の回転伝達誤差は、駆動側と従動側のピッチ差の差によって生じ、實際上、回転伝達誤差を無視できる程度にするには、両ベルト車の外径差をミクロンオーダーで管理する必要があることがわかった。また、逆回転時では正回転の場合と異な

り、ベルト歯とベルト車歯の接触方向が入れ替わる初張力域では、回転伝達誤差が最も大きくなることが実験的に確認され、計算結果とも一致した。

第6章では、ベルト車が正逆回転する場合のベルト移動誤差について理論解析し、ベルト移動誤差に及ぼす初張力の影響について実験を行い、計算結果と比較検討した。その結果、実際のピッチ線は、初張力の増加にともない、漸次変化していることがわかった。また、ベルト移動誤差は、正逆回転ともベルト車歯の1ピッチを周期として変動していることが実験により確認され、その傾向は計算結果とよく一致し、ベルト移動誤差が最小となる最適な初張力が存在することがわかった。

本研究の結果、得られた成果は、以上の通りであるが、これらの結果は、初張力のみが作用し、ベルト車を非常にゆっくりと回転させた静的な領域における回転伝達特性である。しかし、歯付ベルト伝動装置を正確な同期性あるいはベルトの動きが要求される分野に使用する場合、一般に、ベルト車の回転速度は本研究で行ったそれよりもはるかに高速度であり、負荷が作用することもある。また、第4章において多少触れたが、ベルトの偏心、ベルト内周にはられた帆布の厚さむら、ベルト1周の弾性変形の差異などによって、ベルト車の1ピッチを周期とする回転伝達誤差よりも大きなオーダで回転伝達誤差が発生している。このため、今後は、ベルトならびにベルト車の製作誤差、取付け誤差などによる回転伝達特性、伝達力が作用した場合の回転伝達特性、さらに、これらを含め、なおかつ、歯付ベルトの横振動などを考慮した動的領域における回転伝達特性について究明していく必要がある。しかしながら、本研究は静的領域ではあるが、ベルト歯とベルト車歯のかみあいによって本質的に生じる回転伝達特性を解明しており、今後、本研究が初張力から伝達力が作用する場合ならびに動的領域などの回転伝達特性を取扱う上での基礎となり、また、歯付ベルト伝動装置を緒論で述べたような分野に使用する上での設計指針の参考になるものと確信している。

謝

辞

本研究を進めるにあたり、御指導をいただきました京都大学教授 佐藤 進博士に深甚なる感謝の意を表します。また、今日まで御懇切なる御教示と御鞭撻を賜った京都大学名誉教授・大阪産業大学学長 會田俊夫博士，大阪工業大学助教授 小山富夫博士に心より御礼申し上げます。

さらに，本研究に終始御協力いただいた大阪産業大学工学部 上田博之氏，実験用試料を提供いただいた三ツ星ベルト（株）に厚く御礼申し上げます。最後に，本研究を遂行するにあたって，種々御配慮をいただきました大阪産業大学工学部機械系教室の諸先生方に御礼申し上げます。

参 考 文 献

- (1) Zaiss, J. J., Engineering Materials and Design, May (1979), 57.
- (2) Meyer, H., Antriebstechnik, Jg. 103, Nr. 42(1981), 30.
- (3) Chalk, R., Design Engineering, April (1982), 51.
- (4) Hogan, B. J., Design News, Vol. 35, No. 14(1979), 64.
- (5) Harzbecker, C. und Thomas, M., Maschinenbautechnik, 30. Jg., Heft 9(1981), 397.
- (6) McComber, D. and Miller, R. F., SAE Technical Paper Series, 800972(1980).
- (7) Stefanides, E. J., Design News, Vol. 38, No. 9(1982), 98.
- (8) 例えば, Freudenberger, B., Motor Service, November(1980), 20.
- (9) ISO 5296-1978(E), Synchronous belt drives-Belts.
- (10) ISO 5294-1979(E), Synchronous belt drives-Pulleys.
- (11) ISO 5288-1982(E/F/R), Synchronous belt drives-Vocabulary.
- (12) JIS K 6372-1982, 一般用歯付ベルト
- (13) Гуревич, Ю. Е., Известия вузов. Машиностроение, No. 9(1972), 16.
- (14) 網島・藤井, 日本機械学会論文集, 42巻359号(昭51), 2233.
- (15) 小山・村上・中井・籠谷・保城, 日本機械学会論文集, 44巻377号(昭53), 312.
- (16) Кожевников, С. Н. и Погребняк, А. П., Машиноведение, No. 1(1977), 51.
- (17) Кожевников, С. Н., Погребняк, А. П. и Крышин, С. М., Машиноведение, No. 5(1979), 81.
- (18) Gerbert, G., Jönsson, H., Persson, U. and Stensson, G., ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 100, April(1978), 208.
- (19) 白鳥, 精密機械, 46巻12号(昭55), 1543.
- (20) Арбузов, М. О., Станки и Инструмент, No. 5(1972), 33
- (21) Гуревич, Ю. Е., Известия Вуш. Учебн. Завед. Машиностроение, No.12(1976), 49

- (22) 小山・籠谷・柴田・保城, 日本機械学会論文集, 44巻387号(昭53), 3913.
- (23) 小山・籠谷・柴田・佐藤・保城, 日本機械学会論文集, 44巻387号(昭53), 3923.
- (24) Naji, M. R. and Marshek, K. M., ASME Journal of Mechanisms, Transmission, and Automation in Design, Vol. 105, Sep.(1983), 339.
- (25) Funk, W. und Köster, L., Antriebstechnik, 21. Jg., Nr. 7-8(1982), 390.
- (26) Köster, L., Technisches Messen, Jg. 49, Heft 2(1982), 55.
- (27) Köster, L., Konstruktion, Jg. 34, Heft 3(1982), 99.
- (28) Геллер, И. М. и Разумов, В. С., Техника Кино и Телевидения, No. 3 (1980), 3.
- (29) Гуревич, Ю. Е., Вестник Машиностроения, No. 4 (1977), 27.
- (30) Гуревич, Ю. Е., Известия Вузов. Учебн. Завед. Машиностроение, No.12 (1977), 59.
- (31) 小山・籠谷・柴田・佐藤・保城, 日本機械学会論文集, 45巻399号, C編(昭54), 1260.
- (32) 小山・籠谷・柴田・佐藤・保城, 日本機械学会論文集, 45巻399号, C編(昭54), 1269.
- (33) 小山・籠谷・柴田・佐藤・保城, 日本機械学会論文集, 46巻412号, C編(昭55), 1573.
- (34) Арбузов, М. О. и Воробьев, И. И., Известия вузов. Машиностроение, No. 1 (1974), 42.
- (35) Urbansky, N. und Metzner, D., Feingerätetechnik, Jg. 31, Heft 3(1982), 114.
- (36) Metzner, D., Maschinenbautechnik, Jg. 32, Nr. 3(1983), 122.
- (37) 久保・安藤・佐藤・會田・保城, 日本機械学会論文集, 37巻293号(昭46), 197.
- (38) 久保・安藤・佐藤・會田・保城, 日本機械学会論文集, 37巻293号(昭46), 203.

- (39) 籠谷・會田・小山・佐藤・保城, 日本機械学会論文集, 46巻408号, C編
(昭55), 942.
- (40) Сабанчиев, Х. Х., Известия вузов. Машиностроение, No. 5 (1971), 77.
- (41) Сабанчиев, Х. Х., Известия вузов. Машиностроение, No. 9 (1973), 38.
- (42) 白鳥, 精密機械, 48巻2号(昭57), 231.
- (43) Fawcett, J. N. and Burdett, J. S., ASME Paper, 80-C2/DET-94
(1980).
- (44) Firbank, T. C., Power Transmission, Vol. 38, No. 7 (1977), 39.
- (45) 籠谷・會田・小山・佐藤・保城, 日本機械学会論文集, 47巻419号, C編
(昭56), 891.
- (46) 籠谷・小山・上田・會田・保城, 日本機械学会論文集, 49巻448号, C編
(昭58), 2212.
- (47) 籠谷・小山・上田・會田・保城, 日本機械学会講演論文集, No. 824-8 (昭
57-3), 85.
- (48) 小山, 学位論文(京都大学), 昭55-2, 61.
- (49) 籠谷・會田・小山・佐藤・保城, 日本機械学会論文集, 48巻429号, C編
(昭57), 700.
- (50) 大越, ローラチェン, (昭47), 43, コロナ社.
- (51) 籠谷・會田・小山・佐藤・保城, 日本機械学会論文集, 48巻435号, C編
(昭57), 1806.
- (52) 大越・上原, 精密機械, 25巻9号(昭34), 425.
- (53) 大越・上原, 精密機械, 25巻10号(昭34), 552.
- (54) 大越・上原, 精密機械, 25巻12号(昭34), 489.
- (55) 稲田・寺田・井野・浅井, 日本機械学会論文集, 43巻376号(昭52), 4697.
- (56) 稲田・寺田・井野・倉田, 日本機械学会論文集, 44巻381号(昭53), 1724.
- (57) 丸山・中田, 日本機械学会論文集, 34巻265号(昭43), 1596.
- (58) 林・波々伯部, 精密機械, 43巻2号(昭52), 217.
- (59) 柳下, 精密機械, 44巻3号(昭53), 352.
- (60) 西村・神保・高野, 精密機械, 33巻9号(昭42), 606.

- (61) 林・林・永嶋・木村, 精密機械, 42巻5号(昭51), 370.
- (62) 石川, 日本機械学会誌, 79巻696号(昭51), 1097.
- (63) 林・林, 精密機械, 43巻3号(昭52), 349.
- (64) 藤井・酒井・小島, 日本機械学会論文集, 46巻404号, C編(昭55), 445.
- (65) 佐藤・高梨, 精密機械, 46巻11号(昭55), 1358.
- (66) 例えば, 小野, 日本版 Machine Design, August (1977), 18.
- (67) 籠谷・會田・小山・佐藤・保城, 日本機械学会論文集, 50巻451号, C編
(昭59), 529.
- (68) 籠谷・會田・小山・佐藤・保城, 日本機械学会講演論文集, No.843-3(昭
59-3), 31.

